

**S. BENSAADA
D. FELIACHI**

LE DESSIN INDUSTRIEL

Tome 1

Office des Publications Universitaires

S.BENSAADA

D.FELIACHI

LE DESSIN INDUSTRIEL

Tome 1

2^{ème} Edition



OFFICE DES PUBLICATIONS UNIVERSITAIRES

1, Place centrale de Ben-Aknoun (Alger)

© OFFICE DES PUBLICATIONS UNIVERSITAIRES: 12-2008

EDITION: 2.04.4545

I.S.B.N : 9961.0.0672.0

Dépôt légal : 2504/2003

INTRODUCTION

Le dessin industriel est un moyen pouvant traduire des idées techniques lors des études et conceptions technologiques. Il est utilisé dans toutes les industries et surtout l'industrie mécanique. Il est indispensable pour exprimer clairement une pensée technique.

Il permet de représenter graphiquement des objets ou organes de machines avec le maximum de détails utiles et avec la précision voulue.

Le contenu de cette première partie est une base indispensable pour approfondir les connaissances des étudiants inscrit en construction mécanique et de leur donner tous les renseignements dont ils peuvent avoir besoin durant leur scolarité.

Une deuxième partie contenant le complément du programme pédagogique officiel est destinée aussi aux mêmes étudiants de la filière génie-mécanique.

Le contenu de ces deux parties est une base fondamentale à l'ingéniering de détail des conceptions industrielles répondant aux exigences pédagogiques et ne peut en aucun cas remplacer les normes officielles qui seules font foi dans leurs éditions les plus récentes.

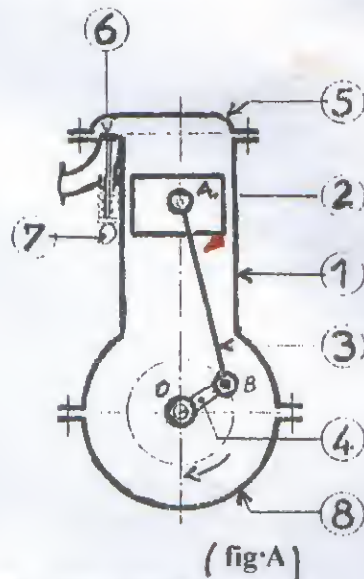
LES AUTEURS

1. Les liaisons mécaniques

Tout mécanisme comporte un certain nombre de pièces assemblées les une sur les autres ; certaines d'entre elles sont fixes, d'autres sont mobiles ; ces dernières doivent être réunies aux pièces fixes par des assemblages ayant pour but de les guider et de limiter leur déplacement. D'autre part, les nécessités de fabrication, de montage, de transport, de réparation obligent également le constructeur à prévoir en plusieurs pièces certains organes fixes ou mobile, d'où nécessité de nouveaux assemblages.

Par exemple dans un moteur à explosion (fig A), le piston (2) est mobile en translation dans le cylindre (1), d'où nécessité d'un guidage ; la bielle (3) doit être articulée en A sur le piston et en B sur le vilebrequin (4) ; le cylindre (1) et le carter (8) sont assemblés l'un sur l'autre afin de permettre le montage du mécanisme intérieur ; de même pour la culasse (5) et le cylindre (1).

Les assemblages utilisés en construction mécanique sont très divers ; ils dépendent en effet de plusieurs facteurs : nature de la liaison à établir, forme des pièces à réunir, moyens utilisés pour réunir les deux pièces, sens et grandeur des efforts à transmettre etc...



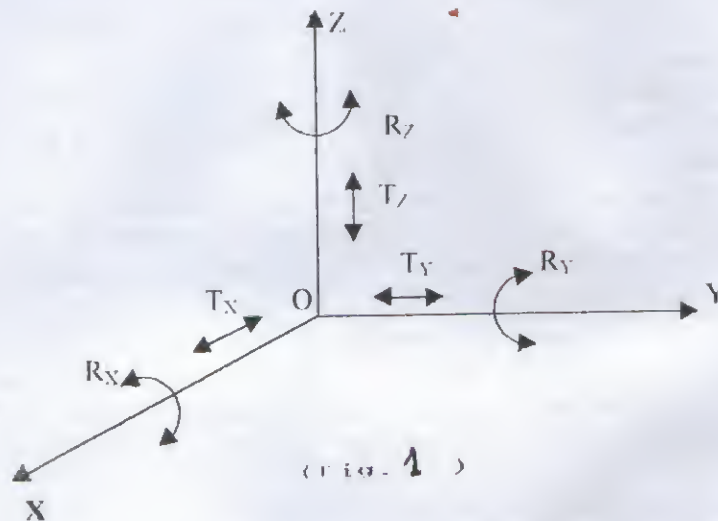
(fig.A)

1.1 Fonctions mécaniques élémentaires

Un mécanisme est un ensemble d'organes assujettis à des liaisons. Celles-ci assurent l'immobilisation relative, totale ou partielle, de deux pièces adjacentes. La liaison est une fonction mécanique élémentaire dont l'élément de base est la pièce qui a un rôle et doit assurer une ou plusieurs fonctions.

Le but des liaisons est de supprimer partiellement ou totalement les mouvements relatifs d'une pièce par rapport à une autre. Ainsi, on définit une liaison mécanique comme étant le moyen qui lie au moins deux pièces lorsque les mouvements de l'une par rapport à l'autre ne sont pas tous possibles.

Le mouvement relatif d'une pièce est défini par le nombre de degrés de liberté réalisés. Un corps isolé dans l'espace possède six degrés de liberté dont trois mouvements en translation et trois en rotation comme le montre la figure 1.



La signification des six degrés de liberté est comme suit :

1. T_X : Translation le long de l'axe X.
2. T_Y : Translation le long de l'axe Y.
3. T_Z : Translation le long de l'axe Z.
4. R_X : Rotation autour de l'axe X.
5. R_Y : Rotation autour de l'axe Y.
6. R_Z : Rotation autour de l'axe Z.

Une pièce est en mouvement par rapport à une autre lorsqu'elle change de position initiale suite à une sollicitation par une force ou un couple. La trajectoire exprimant le mouvement caractérise les liaisons par deux fonctions mécaniques de base :

- a) – l'immobilisation relative totale ou partielle des deux pièces adjacentes.
- b) – le guidage ou déplacement d'une pièce par rapport à une autre. On distingue les guidages suivants :
 - en translation (queue d'arronde).
 - en rotation (palier et roulement) ou rotation hélicoïdale (par filetage).
 - Composé par translation et rotation simultanées.
 - Ou par des fonctions complémentaires : étanchéité, graissage, isolement électrique et thermique.

Pour réaliser ces fonctions, il faut supprimer un certain nombre de possibilités de mouvements relatifs. Les moyens de réalisation de ces dispositions mécaniques sont dites liaisons.

La suppression de ces six degrés de liberté pour une pièce veut dire que la pièce possède six liaisons. Dans ce cas, la pièce ne peut occuper qu'une seule position par rapport au référentiel (Oxyz).

1.2 Formes de contacts

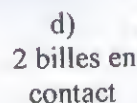
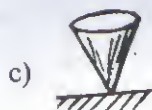
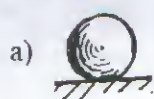
La liaison mécanique est la relation de contact entre deux pièces mécaniques. Réaliser une liaison entre deux pièces, c'est choisir les dispositions constructives qui suppriment un ou plusieurs degrés de liberté entre elles.

Selon le nombre et le nature du degré de liberté à supprimer pour une pièce donnée, on obtient une forme de contact bien définie :

NATURE DU CONTACT	DEGRES DE LIBERTE A SUPPRIMER	
	NOMBRE	NATURE
Ponctuel	1	1 Translation
Linéaire	2	1 Translation + 1 Rotation
Plan	3	1 Translation + 2 Rotations
Cylindrique	4	2 Translations + 2 Rotations
Conique	5	3 Translations + 2 Rotations
Sphérique	3	3 Translations
Hélicoïdal	5	3 Translations + 2 Rotations.

Formes de contact

Ponctuel



Linéaire



g)



j) cylindres sur Vé
(2 contacts linéaires)



Plan

k) considérés comme
3 contacts non rectilignes



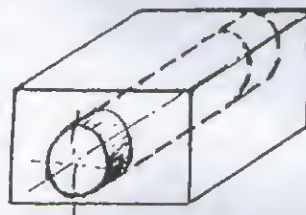
Annulaire

l) (comme contact plan : 3 ponctuels)



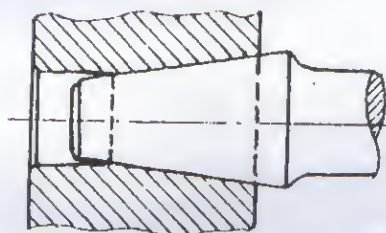
Formes de contacts

Cylindrique :



Conique

m)



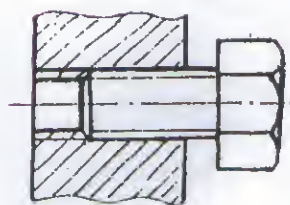
Sphérique

n)



Hélicoïdal

p)



q)

1.3 Modes de liaisons

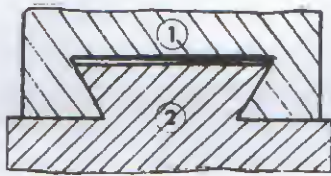
Une liaison mécanique peut-être réalisée de deux façon :

- soit par un obstacle quelconque
- soit par adhérence de deux surfaces.

1.3.1 liaison par obstacle

Elle est obtenue généralement suite au détail de la forme de la pièce elle même (fig.2) ou à l'aide d'un organe de liaison tels que vis, boulon ou autre (fig.3).

Ce sont donc des liaisons utilisées pour obtenir un positionnement, elles conviennent également pour assurer la sécurité d'une liaison.

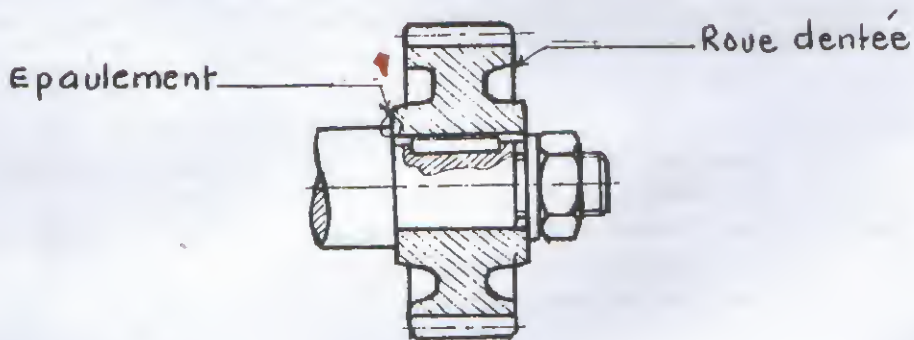


(Queue d'arronde)



(Arbre prismatique)

(fig.2)

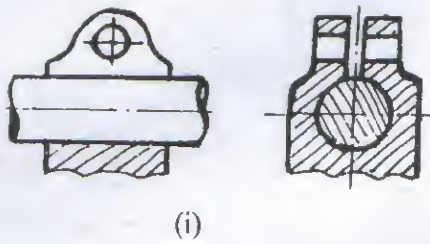


(fig.3)

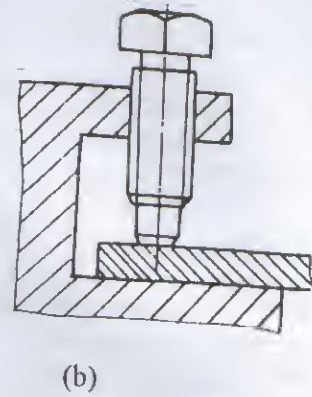
1.3.2 liaison par adhérence

Les deux pièces doivent avoir une surface commune en contact appelée surface d'adhérence tel que la déformation élastique assurant le serrage entre les deux pièces (fig.4 a et b).

Donc ce sont des liaisons obtenues par l'action d'une force de pression avec un coefficient de frottement suffisant, ce type de liaison s'adapte bien pour les liaisons réglables. Elles présentent toujours un risque de glissement.



(fig.4)



1.4 Propriétés des liaisons

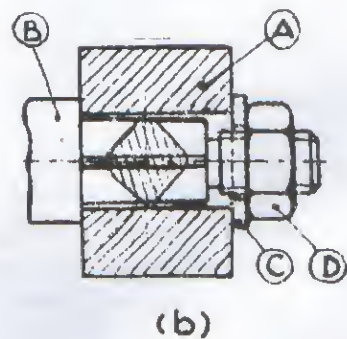
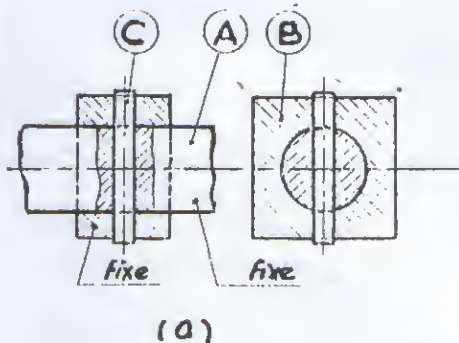
- Une liaison par obstacle offre une plus grande sécurité d'emploi que celle par adhérence.
- Une liaison par obstacle a une position relative très précise qui est retrouvée facilement après le remontage.
- Une liaison par adhérence a une position relative réglable entre les pièces liées.

1.4 Caractère des liaisons

En plus des mouvements relatifs de deux pièces l'une par rapport à l'autre qui caractérisent les liaisons, on les classe aussi selon l'aspect technologique du point de vue de la construction mécanique. De ce fait une liaison peut-être de la nature suivante :

1.4.1 liaison complète

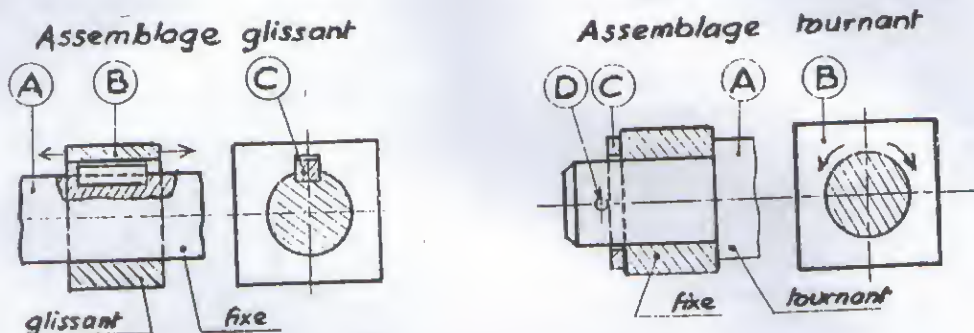
lorsque les deux pièces ne peuvent prendre aucun mouvement de l'une par rapport à l'autre, elles sont solidaires entre elles. Dans ce cas on dit que la liaison est complète, totale ou encastrement. La force d'adhérence s'oppose à tout déplacement et là on ne tolère aucun degré de liberté et les deux pièces sont considérées ou assimilées à une seule pièce (fig.5). Donc aucune possibilité de mouvement relatif.



(Fig. 5)

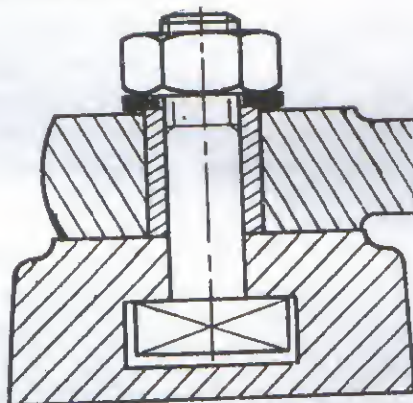
1.4.2 liaison partielle ou incomplète.

Lorsque les deux pièces peuvent prendre certains mouvements ou au moins un mouvement de l'une par rapport à l'autre, la liaison est dite partielle ou incomplète, le plus souvent sont réalisées par contact de formes complémentaires telles qu'elles sont représentées sur la figure.6.



(fig.6)

ou sur la figure.7 l'exemple de liaison partielle obtenue par un boulon comme organe de liaison ou l'articulation de la bielle sur le piston.



(fig.7)

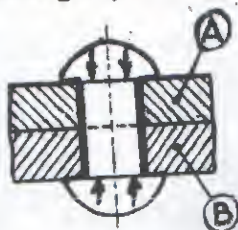
1.4.3 liaison indémontable

Les deux pièces formant la liaison ne peuvent plus être séparées ou démontées sans que l'une d'elles au moins soit détériorée ou détruite. La liaison indémontable est appelée aussi liaison permanente ou fixe (fig.8).

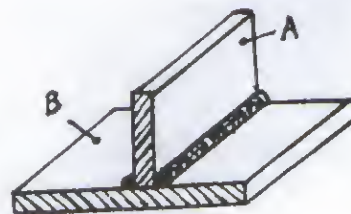
Ce type de liaison peut être obtenu par :

- la soudure
- le collage
- le rivetage

Serrage par rivet



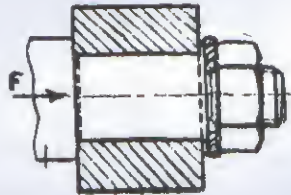
(fig.8)



Soudure

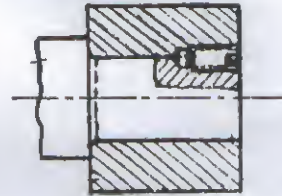
1.4.4 liaison démontable

c'est une liaison qui peut-être à volonté établi ou supprimée par la séparation des deux pièces sans subir de détérioration. Ce type de liaison est surtout utilisé si le fonctionnement du mécanisme ou de la machine exige une révision ou un remplacement périodique de pièces. Sur la figure 9 est représentée une liaison démontable en translation. On peut supprimer momentanément ou définitivement le mouvement en translation. Et sur la figure 10 une liaison démontable en rotation où on peut supprimer ou rétablir le mouvement de rotation.



(fig.9)

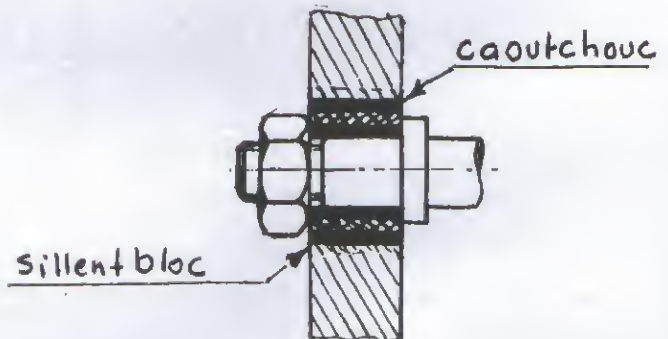
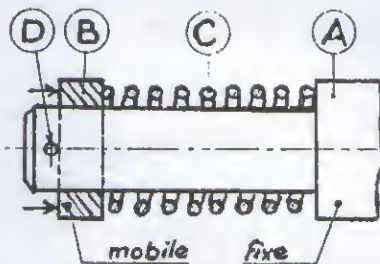
Vis entre cuir et chair



(fig.10)

1.4.5 liaison élastique

La liaison est dite élastique lorsque la force qui provoque le mouvement est supprimée. La pièce reprend sa position initiale ou une position intermédiaire. La pièce de liaison subit une déformation élastique d'un caoutchouc, d'un ressort ou un autre élément élastique semblable (fig.11). Donc dans ce type de liaison les pièces assemblées sont réunies par un lien flexible. Les liaisons élastiques sont utilisées pour amortir les chocs et les vibrations. Les liaisons élastiques non métalliques sont silencieuses et n'exigent pas de graissage.



(fig.11)

1.4.6 liaison rigide

Toute liaison ne possédant pas le caractère élastique est dite rigide figure 12.



(fig. 12)

1.5 Choix des liaisons

Pour le choix des liaisons on doit impérativement tenir compte des facteurs technologiques suivants :

- a)- Les conditions fonctionnelles.
- b)- La nature et l'intensité des forces appliquées aux pièces assemblées.
- c)- La possibilité et le mode d'usinage.
- d)- La fréquence et la facilité de démontage.
- e)- L'encombrement des organes de liaisons.
- f)- Le prix de revient.

1.6 Réalisation de liaison

Un mécanisme est un ensemble d'organes assujettis à des liaisons. Celles-ci assurent l'immobilisation relative, totale ou partielle de deux pièces adjacentes.

Pour assurer les liaisons, on utilise dans la plus part des cas, des organes accessoires ou éléments technologiques dont la forme et les dimensions ont été normalisées. Ces organes ne sont pas représentés sur les dessins d'exécution et figurent dans les nomenclatures avec leur désignation normalisée complète.

Remarques :

- a)- Une liaison complète peut-être réalisée par la combinaison de deux liaisons partielles.
- b)- Des liaisons pouvant être supprimées et rétablies rapidement sont dites temporaires. Les blocages sont des liaisons complètes temporaires rendant possible la variation de position relatives des pièces assemblées. Les verrous en cliquetages, constituent des liaisons partielles.
- c)- Les organes mobiles sont guidés dans leur déplacement par des assemblages de formes convenable. Ces guidages constituent des liaisons partielles.
- d)- Des liaisons élastiques sont obtenues par l'adjonction à certains assemblages, d'organes pouvant subir de grandes déformations élastiques ; la position relative des pièces ainsi réunies est fonction de l'effort provoquant la déformation.

Le tableau ci-dessous indique, pour chaque type de liaison, les divers réalisations possibles et les moyens de liaison utilisés.

NATURE DES LIAISONS	MOYENS DES LIAISONS
complètes indémontables	<ul style="list-style-type: none"> - Rivures en utilisant des rivets. - Emmanchements cylindriques avec serrage important. - Soudures.
complètes démontables	<ul style="list-style-type: none"> - Assemblage par boulons, goujons et vis. - Emmanchements coniques. - Clavetages forcés. - Goupillages. - Blocages par vis de pression, douilles fondues et cames.
partielles en translation	<ul style="list-style-type: none"> - Epaulement ou embasses. - Brides ou bagues d'arrêt. - Rondelles et écrous ou goupilles ou vis. - Vis à téton. - Goupilles tangentées. - Circlips.
partielles en rotation	<ul style="list-style-type: none"> - Emmanchements non cylindriques. - Clavettes disques ou parallèles. - Arbres cannelés. - Arbres dentelés. - Vis à téton. - Ergots.
partielles articulations	<ul style="list-style-type: none"> - Rotules. - Vis-axe. - Axes d'articulation.
partielles élastiques	<ul style="list-style-type: none"> - Ressorts. - Rondelles Belleville. - Caoutchouc. - Silentbloc.

Pour illustrer les moyens de liaison qui ont précédés, nous avons donné un exemple pour chaque type de liaison tout en représentant les organes les plus couramment utilisés.

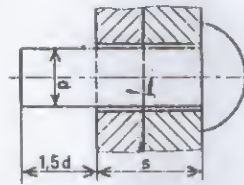
1.6.1 liaisons complètes indémontables.

Ce type de liaison peut-être réalisé soit par :

- Rivure.
- Emmanchement cylindrique avec serrage.
- Soudure.
- Sertissage.
- Collage.

1.6.1.1 Rivures

La liaison réalisée entre deux pièces est complète non démontable. Les deux pièces sont serrées entre la tête du rivet et une deuxième tête, appelée rivure formée après montage (fig. 13). Ce type de liaison est surtout utilisé en charpente métallique, chaudronnerie, constructions navales. Les rivets sont réalisés en acier, cuivre, laiton, aluminium suivant la nature des pièces à assembler.



(fig. 13)

Mode d'action

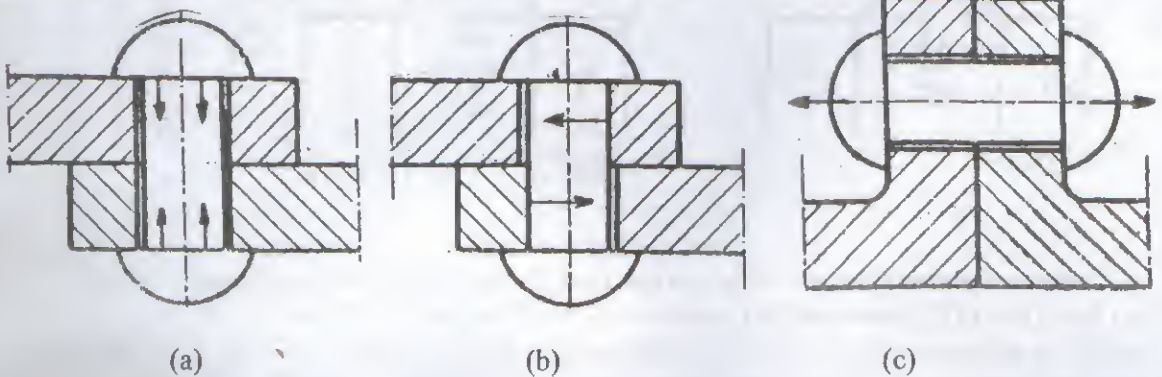
Le mode d'action diffère suivant le mode de rivetage.

a)- Rivets posés à chaud.

La contraction se produisant en refroidissement engendre une force d'adhérence (produit un serrage énergétique des pièces assemblées) s'opposant au glissement des pièces assemblées (fig. 14.a), utilisé dans le cas des rivets en acier où $d \geq 10\text{mm}$.

b)- Rivets posés à froid

Dans ce cas le serrage des pièces est faible d'où assemblage par obstacle et sollicitation des rivets au cisaillement transversal, utilisé surtout pour les rivets en Cu, Al ou avec $d < 10\text{mm}$. (fig. 14.b). Dans certains cas le rivet est sollicité à l'extension, la résistance du rivet est alors celle que la tête s'oppose à l'arrachement (fig. 14.c).



(fig. 14)

1.6.1.1.1 Formes et dimensions des rivets

Les différentes formes normalisées des têtes de rivets sont indiquées sur la figure. 15 avec leur proportions en fonction du diamètre de la tige d .

a)- Rivets à tête ronde.

Symbole R, R_a, R_b, R_M.

Utilisés surtout en charpente métallique.

b)- Rivets à tête en goutte de sérif.

Symbole G.

Employé en chaudronnerie.

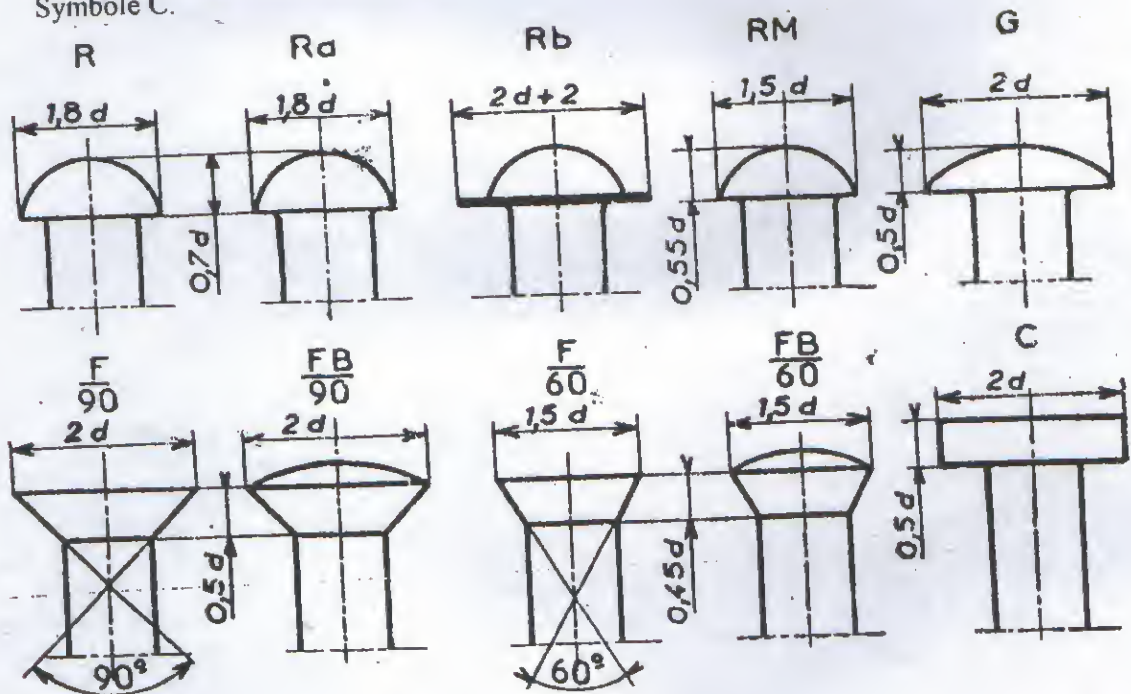
c)- Rivets à tête fraisée.

Plate ou bombée avec angle 60°, 90°, 120°.

Symbole F/90, FB/90, F/60, FB/60 ...

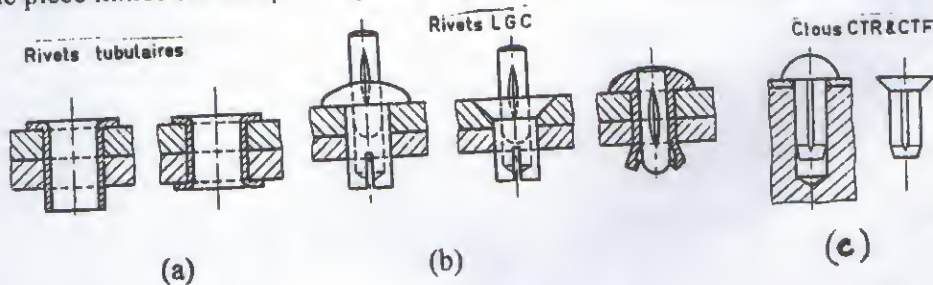
d)- Rivets à tête cylindrique plate.

Symbole C.



(fig.15)

Il existe d'autres types de rivets tels que rivets creux ou à tubulure se posant à froid (fig.16.a), rivet LGC permettant la rivure sur une face inaccessible (fig.16.b), les clous cannelés se maintenant en place par déformation élastique des cannelures CTR, CTF destinés à fixer une pièce mince sur une pièce épaisse (fig.16.c).



(fig.16)

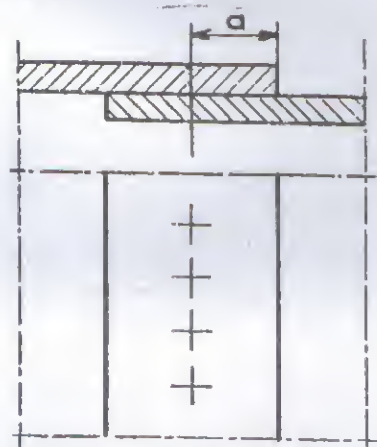
Le diamètre est fixé en fonction des possibilité de poinçonnage de la tôle $d = (1.5 \pm 2) \cdot E$ (E : épaisseur de la tôle). La longueur nominale d'un rivet est la longueur sous tête ; pour les rivets à tête fraisée elle comprend la longueur du cône.

La longueur avant rivure est égale à l'épaisseur des pièces à serrer (E), augmenter de la longueur nécessaire à la formation de la rivure :

- 1,5d pour une rivure ronde ($L = E + 1,5d$).
- 0,6d pour une rivure fraisée ($L = E + 0,6d$).

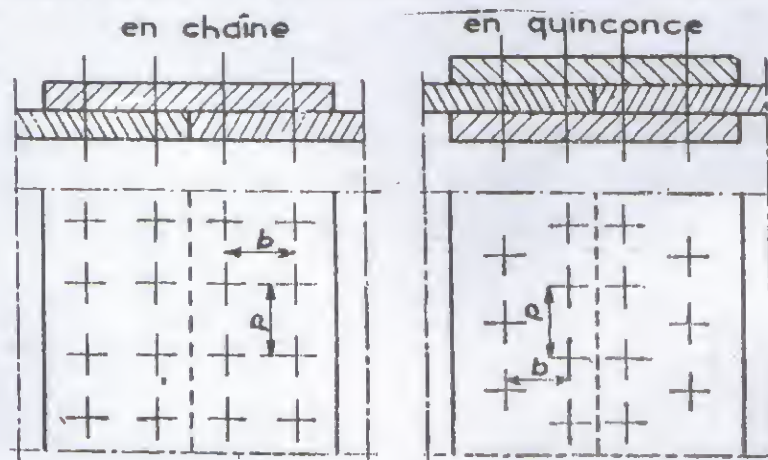
1.7.1.1.2 Formes des assemblages.

- A recouvrement ou à clin (fig.17).



(fig. 17)

- A couvre joint simple ou double (en chaîne, en quinconce), (fig. 18).



(fig. 18)

La rivure est définie par :

- Le diamètre des rivets et leur nombre.
- Le pas p, distance d'axe de deux rivets.
- L'écartement b, distance de deux files.
- La pince a, distance de la première file au bord de la tôle.

Les caractéristiques de la rivure sont choisies en respectant approximativement les relations données dans le tableau ci-dessous.

Rivure	Diamètre d	Pas p	Pince a	Ecartement b	Epaisseur c couvre-joint
de force	$\frac{45 e}{11 + e}$	3 à 7 d	1,5 à 2,5d	En chaîne 0,8 p	Simple c = e
D'étanchéité	$\sqrt{50e} - 4$	3d	1,5d	En quiconque 0,6 p	Double c = 0,7e

Le diamètre est déterminé, en fonction de l'épaisseur e des tôles à assemblées, par l'une des formules empiriques du tableau ci-dessus.

En cas d'épaisseurs différentes pour les tôles on a :

$$e_{\max} < d < 3,5 e_{\min}$$

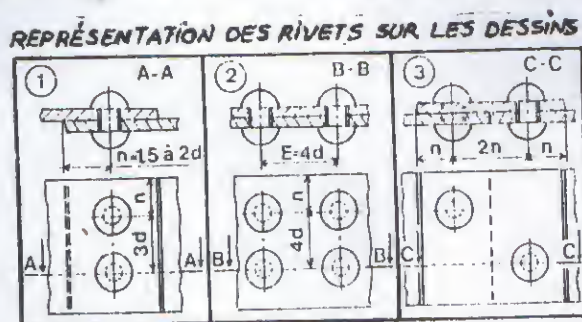
De plus le refoulement correct du métal exige que le diamètre soit au moins égal au quart de l'épaisseur totale e_t des tôles à assemblées. On choisit le diamètre normal le plus voisin du résultat trouvé.

Le nombre de rivet n est déterminé à partir de l'effort total F(kg) et de la contrainte admissible pour une section de rivet σ :

$$n = \frac{F}{\sigma \times \frac{\pi d^2}{4}}$$

1.6.1.1.3 Représentation des rivets.

- i) sur les dessins à grande échelle (Echelle 1/1), les rivets peuvent être dessinés complètement avec leurs formes et dimensions fig.19



(fig. 19)

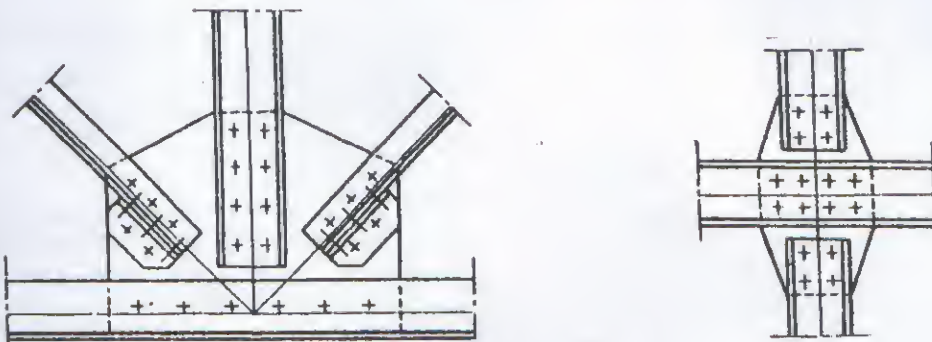
- ii) Sur les dessins à petites échelles, on utilise pour les rivets à tête ronde ou fraisée les symboles donnés sur la figure 20 :

REPRÉSENTATION SYMBOLIQUE DES RIVETS

Posés	à l'atelier	au chantier
Tête et rivure rondes		
Tête et rivure fraisées		
Fraisures cachées		
Fraisures vues		

(fig.20)

- iii) Exemple de représentation de rivets sur les assemblages de charpente fig.21.a,b

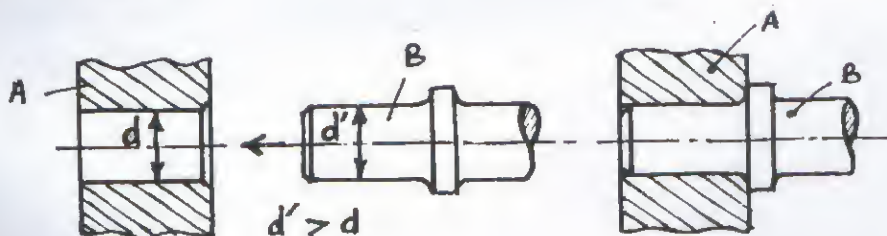


(fig.21)

1.6.1.2 Emmanchement cylindrique avec serrage

C'est une liaison réalisée par assemblage direct de deux pièces l'une mâle l'autre femelle (par ex : arbre et alésage) (fig.22). Elle réalisée soit :

- Par ajustement.
- Ou par frétage.



(fig.22)

Les organes sont assemblés par une très forte pression à chaud ou à froid. Le diamètre intérieur de la bague A est inférieur à celui de l'arbre B ($d < d'$). Le montage s'effectue par dilatation de la bague A par chauffage à haute température, lors du refroidissement rapide, la bague A reprend ses dimensions initiales et provoque un serrage de l'arbre.

Ces ajustements ne pouvaient être démontés sans détérioration de l'une des pièces, constituant des liaisons non démontables.

1.6.1.3 Soudure.

Les liaisons soudées sont des liaisons non démontables et sont obtenues par assemblage d'éléments métalliques dont la liaison est assurée par fusion de leurs zones de contact (fusion localisée) avec ou sans métal d'apport.

a)- Avec métal d'apport.

- Soudage au chalumeau oxyacétylène.

Pour des pièces minces, la fusion simultanée des bords des pièces à assembler et d'une baguette de métal d'apport est obtenue par une flamme appropriée (combustion de l'acétylène).

- Soudage à l'arc électrique.

Pour les pièces épaisses, la fusion est obtenue par un arc électrique maintenu entre le point à souder et une électrode métallique fournissant le métal d'apport. On opère ainsi en atmosphère inerte (argon) pour les alliages légers, les aciers inoxydables etc...

Pour les deux cas le métal d'apport est de composition voisine des métaux à souder. Il existe d'autres types de soudage tels que à l'hydrogène atomique.

b)- Sans métal d'apport.

- Soudage par résistance électrique.

La fusion est obtenue grâce à la chaleur produite par le passage d'un courant électrique dans la pièce à souder (effet de Joule), une pression mécanique provoquant un contact intime des pièces, facilite la soudure. Ce type de soudage existe aussi en continu à la molette.

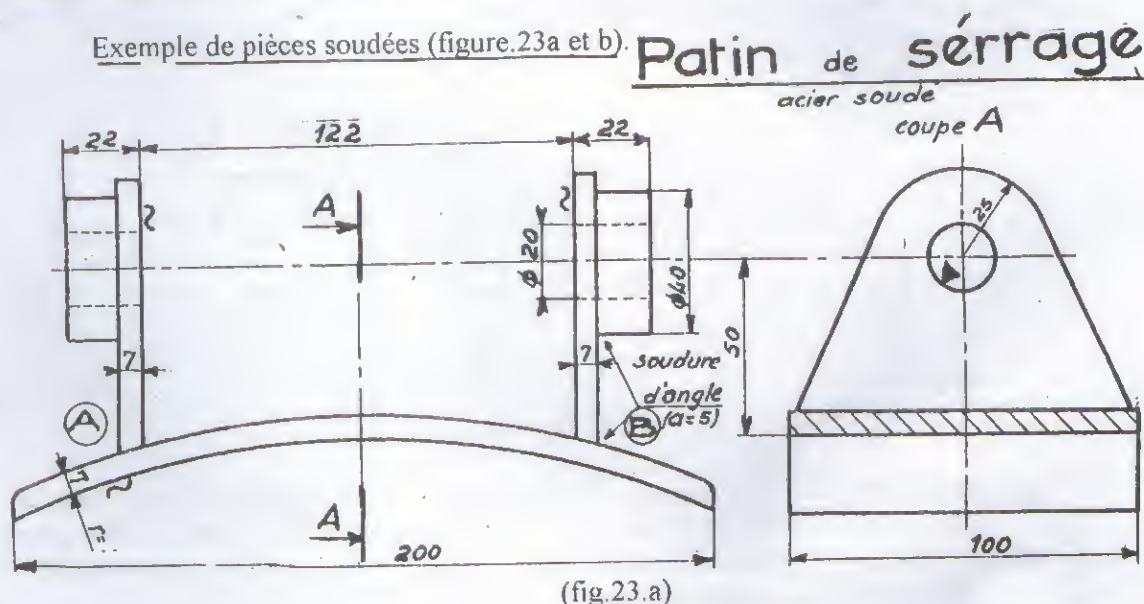
- soudage à la forge.

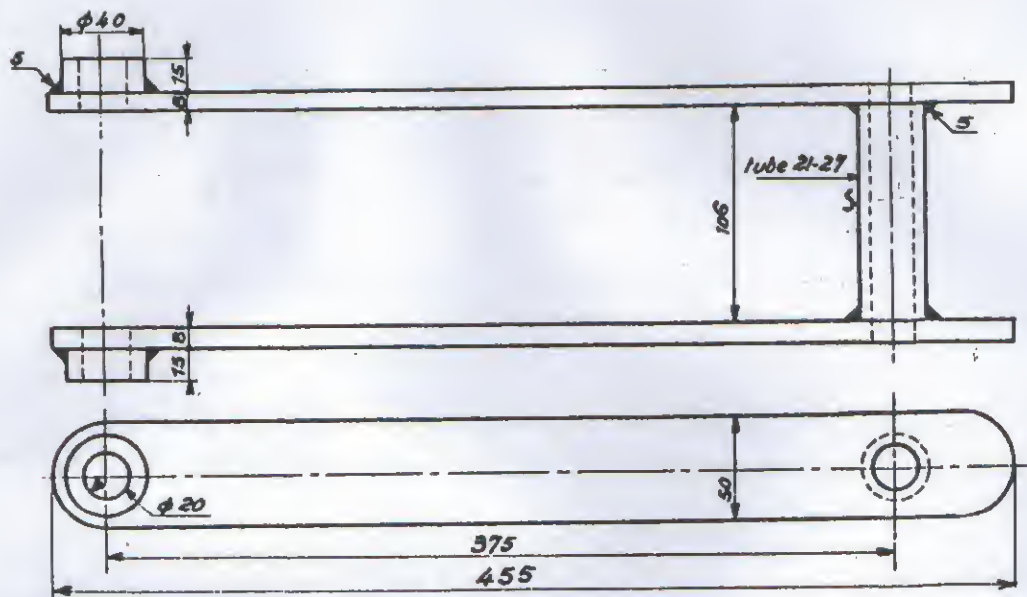
Obtenu par pénétration intime de leur matière rendue plastique par chauffage.

A l'aide du soudage on peut aussi réaliser des pièces plus résistantes et moins lourdes que celles que l'on obtiendrait par moulage.

Le soudage est particulièrement indiqué pour les pièces exécutées en un ou quelconques exemplaires (suppression des frais de modèle). Il peut conserver de l'intérêt pour les séries avec l'utilisation de montages de soudures.

Exemple de pièces soudées (figure.23a et b).





(b)

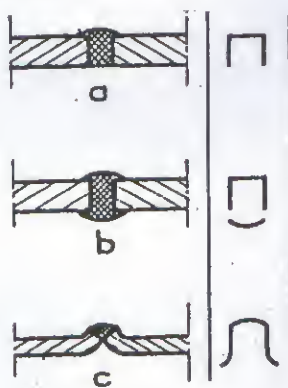
(fig.23)

1.6.1.3.1 Différents genres de soudures

1. soudure bout à bout.

i) sans chauffeignage des bords.

- Sur bords droit sans reprise (fig.24.a).
- Sur bords droit avec reprise à l'envers (fig.24.b).
- Sur bords relevés (fig.24.c).

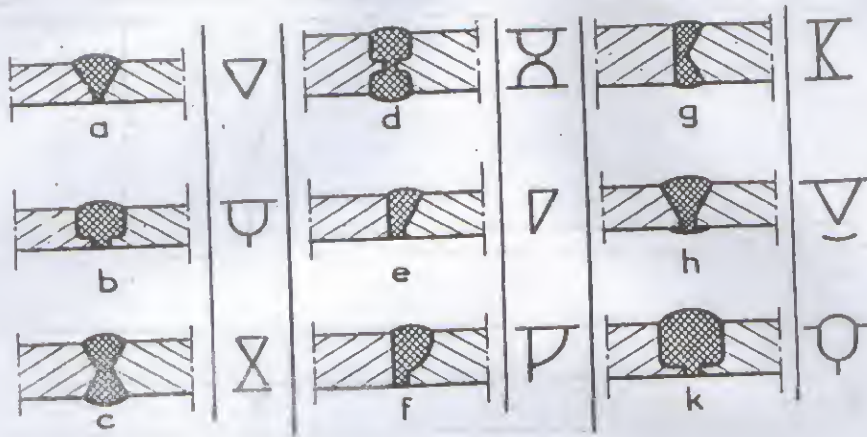


(fig.24)

ii) avec chauffeignage des bords.

- En V pour épaisseur de 5 à 12mm (fig.25.a).
- En U pour épaisseur de 10 à 25mm (fig.25.b).
- En X pour épaisseur de 15 à 40 mm (fig.25.c).
- En double U pour épaisseur de 30 à 60 mm (fig.25.d).
- En demi V (fig.25.e).
- En demi U (fig.25.f).

- En K (fig.25.g).

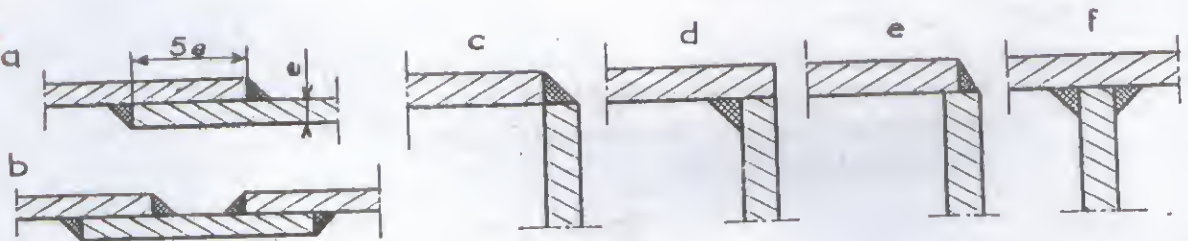


(fig.25)

2. soudure d'angle

i) sans chaufreinage des bords.

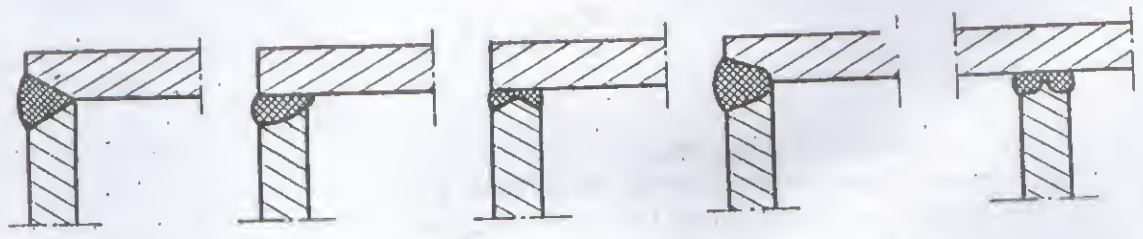
- A recouvrement (fig.26.a).
- A couvre-joint (fig.26.b).
- D'équerre (fig.26.d,e,)
- En T (fig.26.f.)



(fig.26)

ii) Avec chaufreinage des bords (fig.27)

Ces type de soudures sont plus résistants que les précédents aux efforts dynamiques.



(fig.27)

Remarque : lors de la soudure, il faut tenir compte de la contraction du cordon de soudure et des zones avoisinantes qui peuvent provoquer des déformations de la pièce. (*)

1.6.1.4 Collage et sertissage.

i) Par collage.

Le principe est très simple pour coller deux pièces, on enduit les surfaces à réunir au moyen de la colle qui se présente sous forme liquide ou poreuse. Les pièces sont serrées l'une contre l'autre pendant le durcissement de la colle. L'adhésion est le résultat d'une attraction d'origine physique, électrique ou chimique.

Le choix de la colle est fonction des matériaux à réunir et pour obtenir une bonne adhésion il faut que les surfaces soient bien propres et le pouvoir mouillant de la colle soit élevé. Le durcissement d'une colle peut s'effectuer de plusieurs façons :

- absorption de l'eau ou du solvant de la colle par les surfaces en contact, qui doivent donc être poreuses (papier, carton, bois).
- Evaporation du solvant, d'où nécessité d'un contact entre l'air et l'adhésif.
- Oxydation de la colle, d'où nécessité du contact avec l'air.
- Transformation chimique, nécessitant parfois des catalyseurs incorporés au moment de l'emploi.
- Polymérisation sous l'action de la chaleur, d'où nécessité d'un chauffage.

Les types de colles industrielles sont classées d'après leur origine :

1. Colle utilisant des produits naturels.

• Produits d'origine animale

Elles sont à base de protéines extraites de déchets d'abattage (peaux, os, cornes etc...) ou du lait caillé, destinées pour le collage du bois, papier.

• Produits d'origine végétale

A la base d'amidon, fécule, dextrine, résines naturelles (gomme laque, latex, colophane), elles sont destinées pour papeterie, cuir, caoutchouc.

• Produits d'origine minérales.

A la base de silicate de sodium, borosilicates, chaux, ciments, lithorge etc... Ces produits résistent aux hautes températures.

2. Produits artificiels

Produits dérivés de la cellulose (nitrate de cellulose, éthylcellulose etc...) produits dérivés du pétrole (asphalte) .

3. Produits synthétiques.

• Résines thermoplastiques

Résines vinyliques et acryliques, polyamides, polystyrènes, caoutchoucs synthétiques, silicone etc... destinées pour papier, bois, cuir, tissus etc...

• Résines thermodurcissables.

Phénoplastes, aminoplastes (bois, papier, tissus, métal), époxydes (araldite), (verre, céramique, textiles, bois, métaux, béton), polyuréthane (cuir, matières plastiques, métaux etc...

Pour le collage métal sur métal, les colles qui conviennent sont des résines phénoliques, araldite, colles à base de caoutchouc synthétique, de silicones.

En plus les colles résistantes à la chaleur (120°C) sont des colles minérales, les résines thermodurcissables. Les colles à base de résines synthétiques sont résistantes à la plupart des agents chimiques (acides, bases, sels...) et à l'eau et aussi aux intempéries.

4. mise en œuvre du collage métal sur métal

- i) préparation des surfaces : d'une façon générale, il faut nettoyer et décaper les surfaces immédiatement avant le collage.
- ii) Application de la colle : nombreux procédés, variant suivant l'état physique de la colle : application au pinceau en caoutchouc, à la spatule (pour les colles épaisses), à la brosse (collage des papiers), au rouleau de peintre, au tampon de caoutchouc, au pistolet (pour colles très fluides) ; bâtonnet frotté sur surface chauffée, etc.
- iii) Serrage : il s'effectue au serre-joint ou à la presse, chauffante ou non suivant la nature de la colle ; temps variable avec la nature de la colle et la température de chauffage.

5. conception des joints.

Faire travailler les joints de préférence au cisaillement (éviter les efforts de traction qui peuvent provoquer un effet de pelage ; pour la même raison, il est recommandé de biseauter l'extrémité des joints.

Exemples de joints classiques : joints à recouvrement, à couvre joint ; assemblage d'équerre ; assemblage de tubes.

6. Avantages et inconvénients du collage.

Pas de saillies sur les deux faces de l'assemblage (contrairement aux rivures) ; pas de concentration de contraintes autour des trous (à l'opposé des trous pour rivets) ; pas de chauffage à température élevée (contrairement au soudage), étanchéité parfaite, possibilité d'assembler des matériaux très différents : métal et plastique, métal et bois, textile sur bois et métal, etc. ; emploi d'une main d'œuvre non spécialisée, etc. Mais prix élevé des colles ; nécessité de préparer les surfaces, de presser et chauffer pendant un temps assez long.

7. Application

Très nombreuses dans toutes les industries exemple : (Fig. 27b)

Industrie alimentaires : emballage en bois, papier, carton, plastique ;

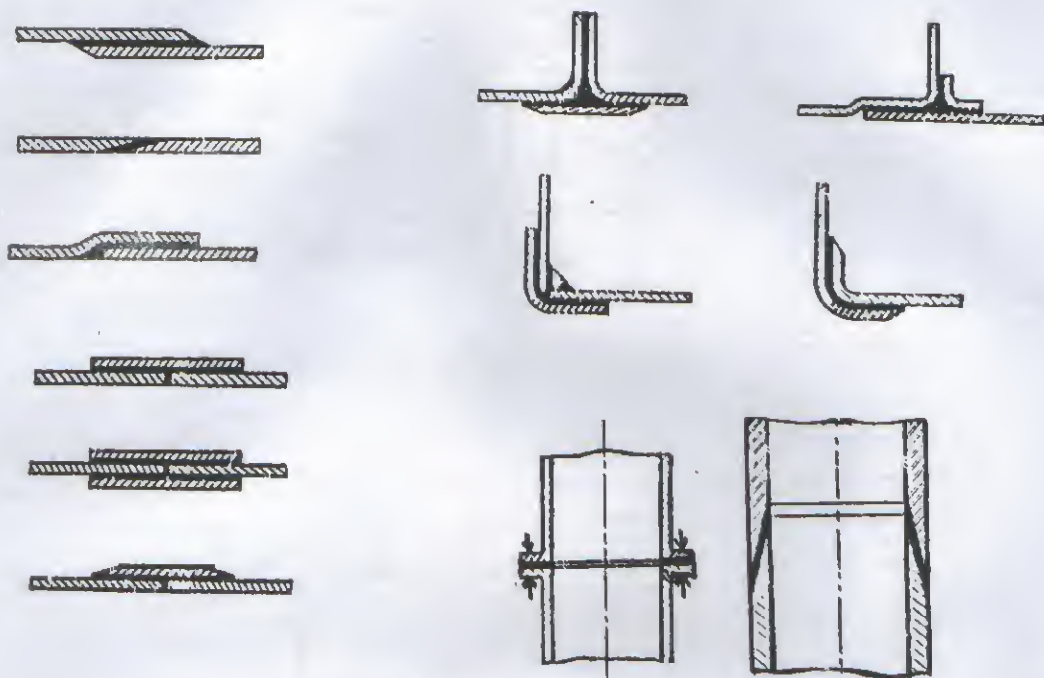
Industrie du bois : fabrication du contre-plaqué, des produits agglomérés, des panneaux genre « formica » ; assemblage des meubles et charpentes.

Industrie automobile : collage de tissus, garniture et caoutchouc sur métal. ;

Industrie aéronautique : assemblage des tôles en alliage d'aluminium ;

Industrie du bâtiment : collage du béton, du marbre, du stuc, des charpentes en bois et des charpentes métalliques ;

Industrie de la chaussure, du caoutchouc, de la céramique, etc.



(FIG. 27b)

ii) par sertissage et agrafage.

Ces procédés consistent à réunir deux tôles (1) et (2) de faible épaisseur par rabattement et pression de leurs extrémités. Ils sont surtout utilisés en fumisterie, radio et dans certains cas fabrication de boîte de conserve où l'étanchéité peut être assurée par étamage fig. 28a et b.



(fig. 28.a)



(fig. 28.b)

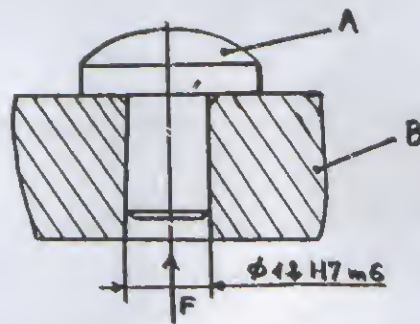
1.7.2 Liaisons complètes démontables.

Ces liaisons peuvent être réalisées soit :

1) par l'assemblage direct de deux pièces, dans ce cas elle est dite directe et peut être réalisée par :

i) ajustement

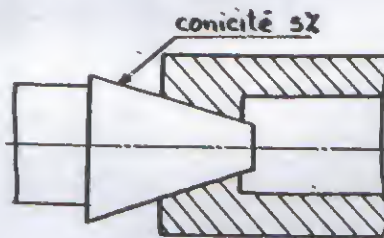
La liaison représentée sur la figure 28.c est obtenue grâce à l'ajustement provoquant une adhérence entre les deux pièces A et B (par ex. ajustement $H7/m6$) une force exercée sur la butée A peut dissocier le montage.



(fig. 28.c)

ii) par coincement.

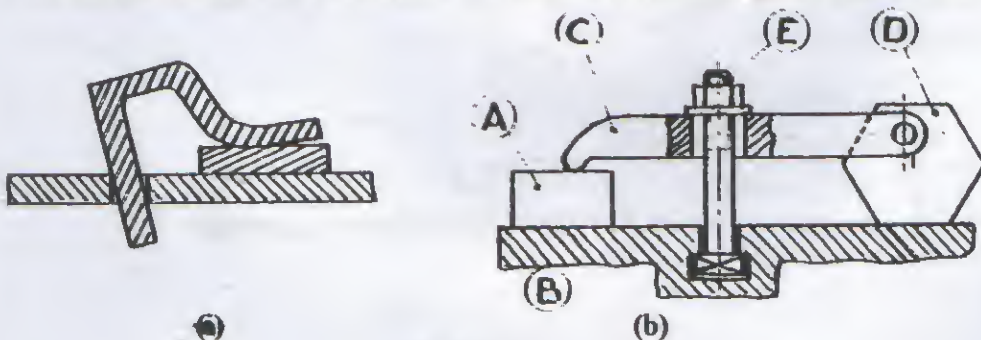
C'est le cas des cônes morses, cônes pointes ou la faible conicité des surfaces au contact assure un coincement par adhérence fig. 29.



(fig. 29)

iii) arc boutement ou serrage par bride.

C'est un type de liaison par adhérence (vallet de menuisier) fig 30.a ou par bride fig 30.b



(fig. 30)

iv) vissage.

Exemple du graisseur A qui est solidaire de la pièce B par vissage fig. 31



(fig. 31)

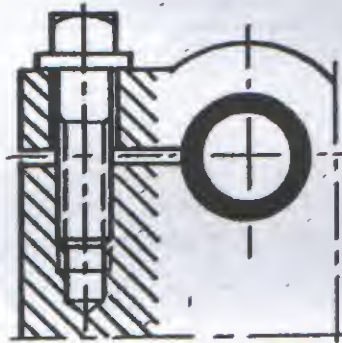
2) Par l'intermédiaire d'organes de liaisons, dans ce cas la liaison obtenue est dite indirecte.

Comme organes de liaisons on distingue principalement les boulons, goujons, vis, clavettes, écrous, goupilles, etc.

Lorsque la liaison des deux pièces doit être temporaire ou réglable, elle est dans ce cas réalisée par l'intermédiaire d'organe de blocage, tels que vis de réglage, de pression, douille élastique, tampons tangents etc.

Douille électrique

Dans ce dispositif, le diamètre de l'alésage tend à se réduire sous l'action d'une vis ou d'un boulon (fig.32).

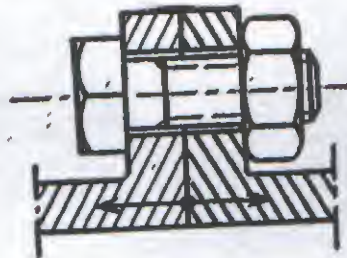


(fig.32)

1.7.2.1 Organes de liaisons

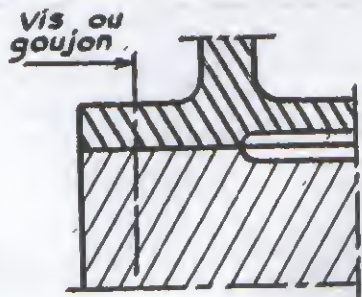
1.7.2.1.1 assemblage par boulons, goujons et vis.

Ces organes s'opposent à l'action de forces de séparation appliquées aux pièces assemblées suivant une direction normale à la surface de contact (leurs axes sont parallèles à cette direction) (fig.33).



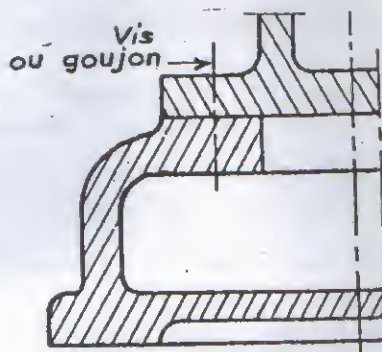
(fig.33)

préférer les boulons dont l'emploi est économique (pas de taraudage). Les vis et goujons sont utilisés si l'épaisseur de l'une des pièces est très faible (fig.34)



(fig.34)

où si l'accessibilité des têtes de boulons, indispensable pour leur immobilisation, n'est pas assurée (fig.35).



(fig.35)

les goujons sont plus coûteux que les vis, leur détérioration par chocs accidentels entraîne des réparations coûteuses ; leur emploi est pourtant indiqué si le taraudage est exécuté dans un métal peu tenace et que des démontages fréquents sont prévus.

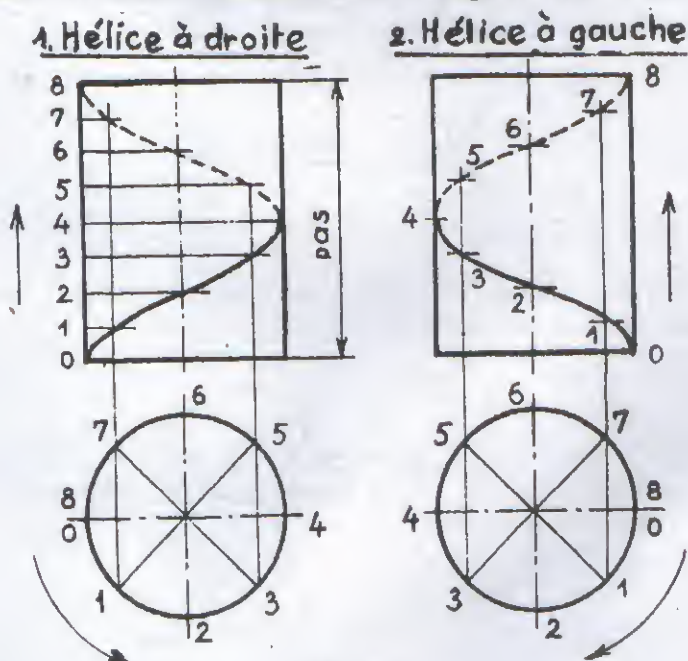
1.7.2.2 Les filetages

a) définition

Le filetage consiste à creuser une ou plusieurs rainures hélicoïdales le long d'une tige cylindrique (quelques fois d'un cône), ou à la surface interne d'un trou taraudé, pour le logement du filet d'une vis.

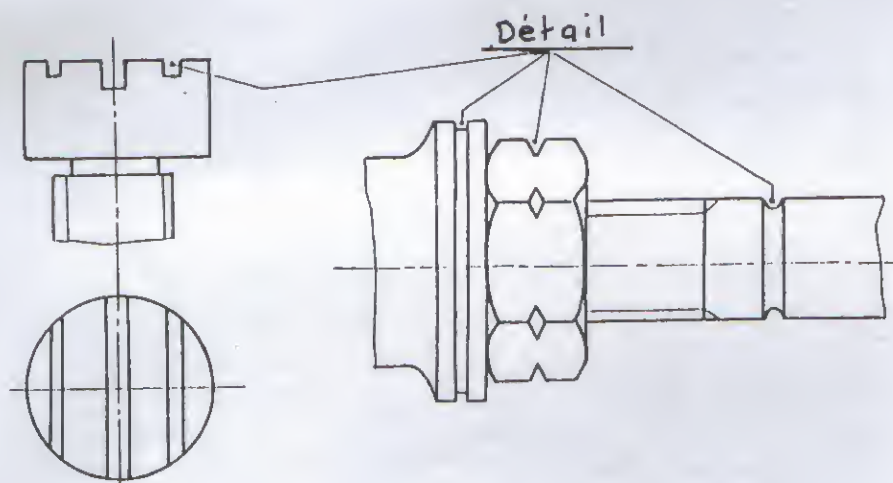
La courbe tracée par une rainure hélicoïdale est appelée hélice ou encore l'hélice c'est la courbe engendrée sur un cylindre, tournant d'un mouvement uniforme autour de son axe, par un point se déplaçant sur ce cylindre d'un mouvement uniforme et parallèlement à l'axe.

L'hélice est dite à droite (filetage à droite) si l'observateur voit les spires monter de gauche à droite et inversement fig.36 et cela signifie qu'une vis à droite pénètre dans un écrou immobilisé en tournant vers la droite ou inversement filetage dit à gauche.



(fig.36)

- La portion de courbe tracée pendant un tour du cylindre est une spire.
- Le pas de l'hélice correspond à une rotation d'un tour.
- La partie pleine restante (saillies) sur le cylindre appelées filet.
- L'écrou c'est la pièce représentant un trou taraudé et destinée à être vissée sur une tige filetée.
- Le boulon (vis) ensemble constitué par une tige filetée présentant une tête et un écrou.
- Généralement les pièces filetées à gauche sont repérées par des saignées, ou autres détails, tel qu'un moletage croisé pour les pièces tubulaires de faible épaisseur fig.37



(fig.37)

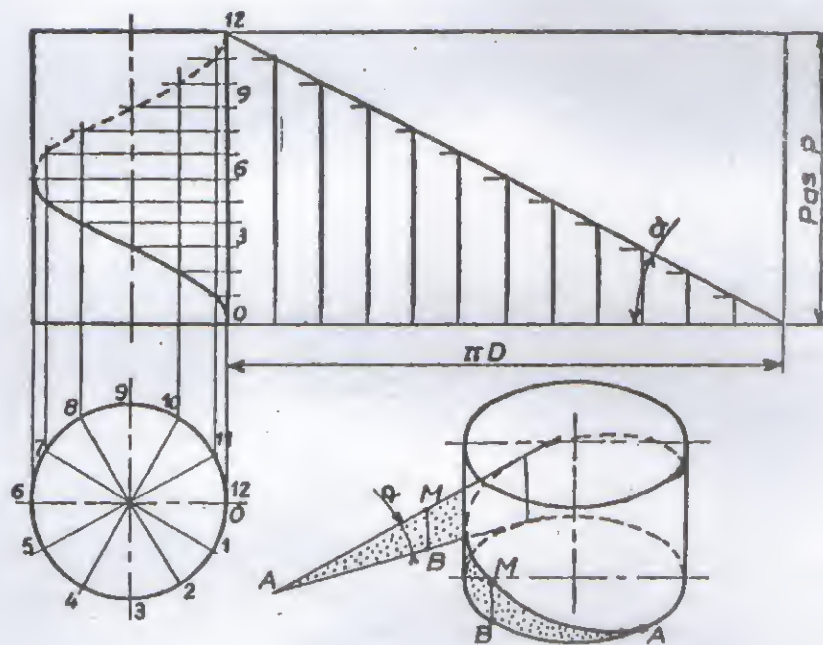
b) construction de l'hélice.

Sur le développement de la surface latérale du cylindre fig.38, la développée de l'hélice est une droite inclinée de l'angle α sur la développée de la circonférence de base. On a les relations :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{pas P}{\pi D}$$

$$\text{longueur d'une spire : } L = \sqrt{p^2 + \pi^2 D^2}$$

Pour la construction de l'hélice partager le cercle de base en n parties égales numérotées de 0 à n , à partir de l'origine de la spire et suivant le sens d'enroulement. Tracer sur la vue de face les génératrices passant par ces points. Porter sur la génératrice 0 du cylindre des divisions égales à P/n , numérotées de 0 à n . A partir de la base, reporter les divisions sur les génératrices de même numéro. Pour simplifier l'exécution du dessin on remplace le plus souvent les spires d'hélice par des segments de droite.

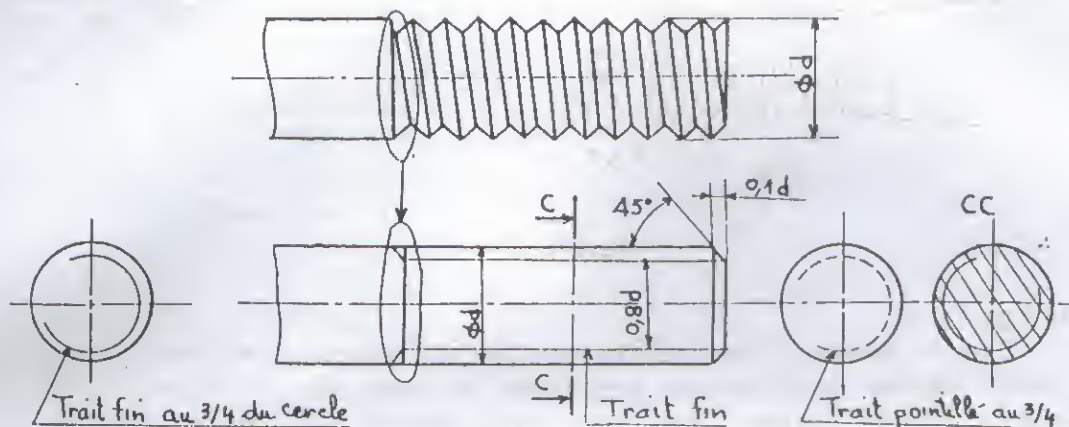


(fig.38)

C) Dimensions et représentation

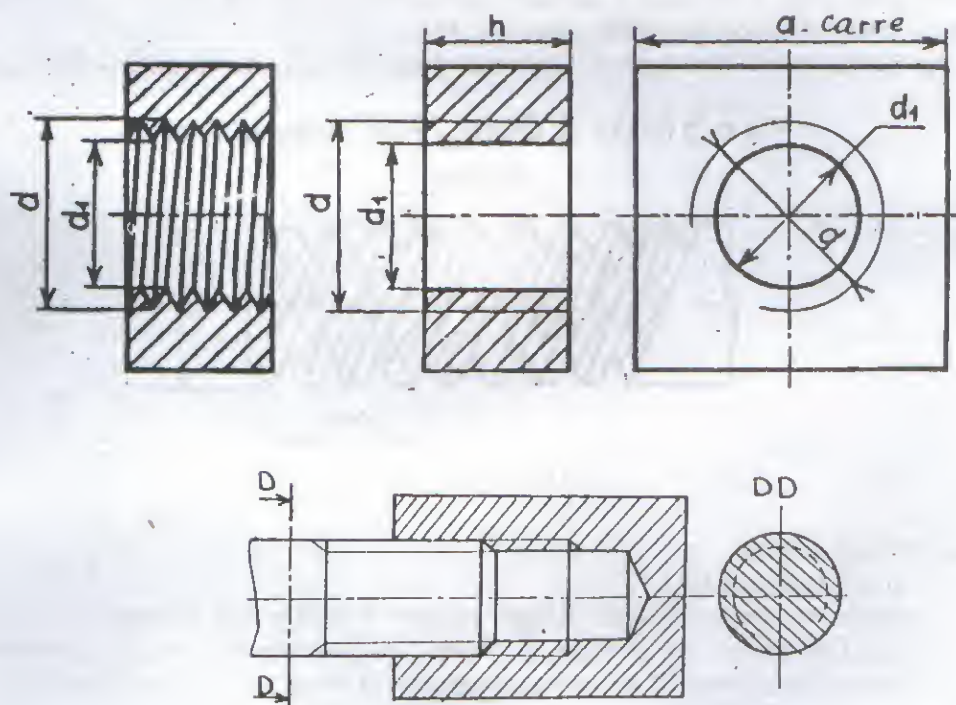
Une pièce filetée se représente comme une pièce lisse non filetée, avec l'adjonction du cylindre passant à fond de filets en traits fins ou interrompus (vue ou caché), la longueur filetée utilisable est indiquée par un trait fort (ou caché). Les cas les plus couramment rencontrés sont représentés sur la figure 39.a et b

i) tige filetée



(FIG. 39) . a

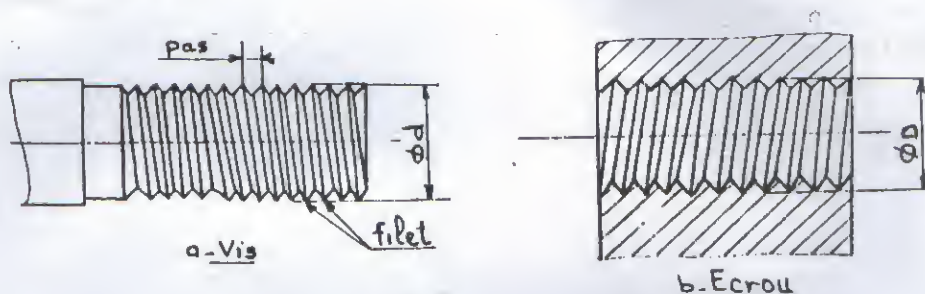
ii) écrou coupé



(fig.39) . b

i) Le diamètre nominale

Pour la vis c'est le diamètre d au sommet des filets, pour l'écrou c'est le diamètre D au fond des filets fig.40



(fig.40)

b) Le pas

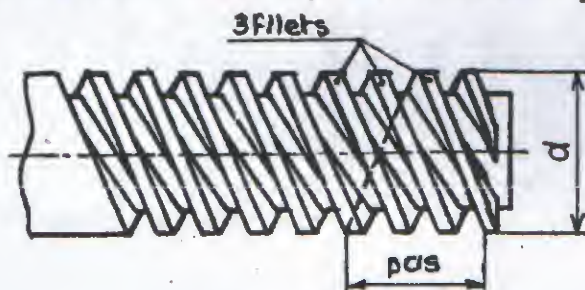
c'est la distance de deux points consécutifs de l'hélice situés sur une même génératrice (distance séparant deux sommets appartenants au même filet, voir figure.40. Pour chaque diamètre nominal, il existe un pas usuel ou pas gros et un petit nombre de pas fins d'emploi exceptionnel.

ii) Le nombre de filets

Le nombre de filets sur une longueur de un pas, il est de un en principe. Mais si pour un pas important plus grand que le pas gros normalisé, on creuse dans l'intervalle de ce dernier plusieurs rainures hélicoïdales identiques (fig.41).

Une vis à plusieurs filets permet d'obtenir pour un tour de vis un grand déplacement de l'écrou.

Vis à 3 filets à droite / Filet trapézoïdal /



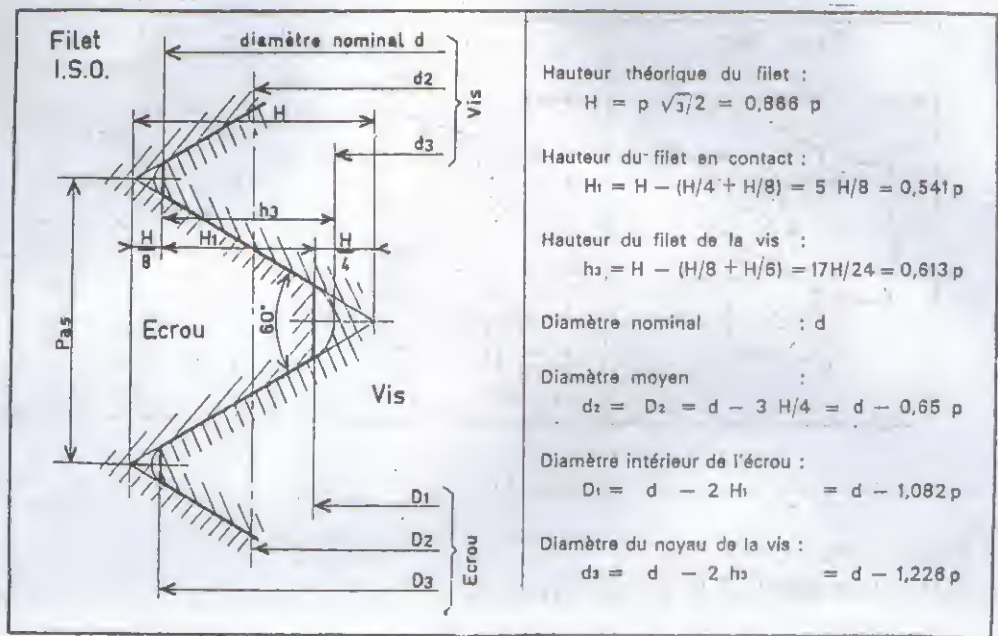
(fig.41)

d) Le profil de filetage

i) profil métrique ISO

La section génératrice est un triangle équilatéral dont le côté est égal au pas P fig.42. Le sens de l'hélice est en principe à droite. Les diamètres nominaux s'échelonnent de 1 à 300mm pour chacun d'eux. Il est prévu un pas gros et plusieurs pas fins. L'ensemble constitue le filetage métrique.

Sa désignation commence par la lettre M (initiale du métrique) suivie du diamètre et du pas ex : M30x3,5 (ou M30). Le filet ISO est résistant et facile à réaliser. Il est utilisé pour le boulonnerie et le visserie.



(fig.42)

ii) filetage « GAZ »

C'est un filet triangulaire dérivé du filet anglais whit worth et utilisé pour le raccordement des tubes filetés.

La section génératrice est un triangle isocèle d'angle au sommet 55° (fig.43).

On le désigne par la lettre G (initiale du gaz) suivie du diamètre approximatif du tube en pouces par ex : G 2 1/2 (1 pouce = 25.4mm).

iii) filet trapézoïdal

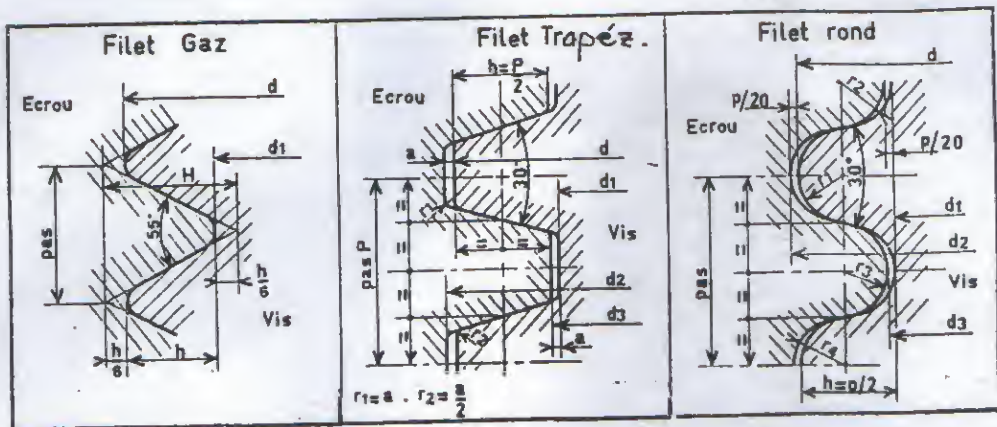
La section génératrice est un trapèze isocèle dont l'angle des côtés non parallèles est de 30° fig.43.

Exemple de désignation Tr 20x6.

Il sont utilisés pour les vis de transformation de mouvement, vis-mères de tour, chariot, poupée mobile etc.

iv) filet rond

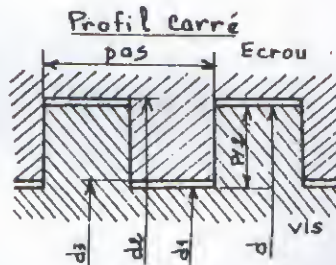
Leur désignation commence par le symbole Rd suivi du diamètre et du pas Rd 24x4 fig.43



(fig.43)

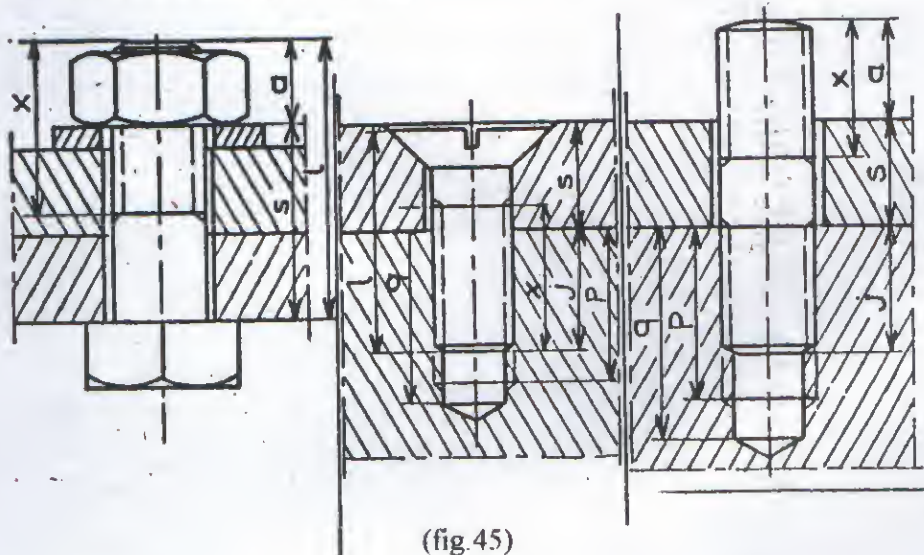
V) filet carré

Leur désignation : Filet Cr 25x5 (fig.44).



(fig.44)

Les longueurs, totales et filetée, dépendent de l'épaisseur des pièces à assembler, laquelle constitue le serrage S fig.45. Pour l'estimation de ce serrage il faut tenir compte éventuellement de l'épaisseur des rondelles.



(fig.45)

La longueur de tige l est déterminée par $l = S + a$, la quantité a ayant les valeurs ci-dessous

$a = d$ pour boulon en goujon avec écrou normal

$a = 1,7 d$ pour boulon ou goujon avec écrou et contre écrou

$a \approx 1,4 d$ pour boulon ou goujon avec écrou crénelé

$a = d$ pour vis implantée dans un métal tenace

$a = 1,5 d$ pour vis implantée dans un métal tendre

On choisit la longueur normale, égale ou immédiatement supérieure à la valeur trouvée. Le tableau ci-dessous nous fournit également la longueur filetée correspondante x .

Longueurs de tige l	Diamètre nominal d											
	6-7	8-9	10-11	12	14	16	18	20	22	24	27	30
	Longueurs filetées x											
8	8											
10	10	10										
12	12	12	12									
14	14	14	14	14								
16	16	16	16	16	16							
18	18	18	18	18	18	18						
20	20	20	20	20	20	20	20					
22	22	22	22	22	22	22	22	22				
25	21	25	25	25	25	25	25	25	25	25		
28	22	25	28	28	28	28	28	28	28	28	28	
30	22	25	30	30	30	30	30	30	30	30	30	
35	22	25	28	30	35	35	35	35	35	35	35	35
40	22	25	28	30	34	40	40	40	40	40	40	40
45	22	25	28	30	34	37	45	45	45	45	45	45
50	22	25	28	30	34	37	40	50	50	50	50	50
55	22	25	28	30	34	37	40	44	47	55	55	55
60	22	25	28	30	34	37	40	44	47	50	60	60
65-70-75-80	22	25	28	30	34	37	40	44	47	50	55	60
90	27	30	33	35	39	42	45	49	52	55	60	65
100-110	32	35	38	40	44	47	50	54	57	60	65	70
120-130-140	32	35	38	40	44	47	50	54	57	60	65	70
150 à 180	32	35	38	40	44	47	50	54	57	60	65	70

La longueur d'implantation des vis et des goujons à pour valeur :

Pour les vis : $j = a$

Pour les goujons $j \approx 1,5$ à $3d$ (taraudage métal () ou tendre)

La profondeur de taraudage p d'un trou borgne normal recevant une vis ou un goujon est égale à $j + 4$ pas ; celle de l'avant trou q est d'environ $j + 10$ pas.

d) choix d'un filetage

Le plus souvent on utilise les filets ISO. Après calcul de la section du noyau, choisir le diamètre de préférence dans la colonne 1, à défaut dans la colonne 2, puis dans la colonne 3. Choisir de préférence la pas gros à défaut adapter le plus fort pas fin compatible avec l'emploi.

FILETAGES MÉTRIQUES

Diamètre nominal			Pas gros			Diamètre nominal			Pas gros		
Col. 1	Col. 2	Col. 3	Pas	Section du noyau	Pas fins	Col. 1	Col. 2	Col. 3	Pas	Section du noyau	Pas fins
1			0,25	0,377	0,2	24			3	324	1-1,5-2
1,2	1,1		0,25	0,494	0,2		27	25	3	427	1-1,5-2
	1,4		0,25	0,626	0,2			28			1-1,5-2
1,6			0,3	0,836	0,2	30			3,5	519	1-1,5-2-3
	1,8		0,35	1,08	0,2			32			1,5-2
2			0,35	1,48	0,2		33		3,5	647	1,5-2-3
	2,2		0,4	1,79	0,25			35			1,5
2,5			0,45	2,13	0,25	36			4	759	1,5-2-3
			0,45	2,98	0,35		39		4	913	1,5-2-3
3	3,5		0,5	4,47	0,35			40			1,5-2-3
			0,6	6	0,35	42			4,5	1.050	1,5-2-3-4
4			0,7	7,75	0,5		45		4,5	1.220	1,5-2-3-4
	4,5		0,75	10,1	0,5	48			5	1.380	1,5-2-3-4
5			0,8	12,7	0,5			50			1,5-2-3
		5,5			0,5		52		5	1.650	1,5-2-3-4
6			1	17,9	0,75			55			1,5-2-3-4
	7		1	26,1	0,75	56			5,5	1.910	1,5-2-3-4
8			1,25	32,9	0,75-1			58			1,5-2-3-4
	9		1,25	43,8	0,75-1		60		5,5	2.230	1,5-2-3-4
10			1,5	52,3	0,75-1 1,25			62			1,5-2-3-4
		11	1,5	65,9	0,75-1				6	2.520	1,5-2-3-4
12			1,75	76,2	1-1,25-1,5	64		65			1,5-2-3-4
	14		2	105	1-1,25-1,5		68		6	2.890	1,5-2-3-4
16		15			1-1,5			70			1,5-2-3-4-6
			2	144	1-1,5	72					id.
	18	17			1-1,5-2			75			id.
20			2,5	175	1-1,5-2		76				id.
	22		2,5	225	1-1,5-2	80,	puis de 5 en 5 jusqu'à 300				2-3-4-6
			2,5	281	1-1,5-2						

FILET GAZ - FILET TRAPÉZOÏDAL

FILET GAZ			FILET TRAPÉZOÏDAL													
Dénomination	Diam. extér. d	Pas	Diamètre d													
			Pas P du profil													
			Col. 1	Col. 2	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	16	20	24
1/16	7,723	0,907	8	9	1,5											
1/8	9,728	0,907	10	11	1,5	2										
1/4	13,157	1,337	12	14	1,5	2										
3/8	16,662	1,337	16	18		2	3									
1/2	20,955	1,814	20	22		2	3	4								
3/4	26,441	1,814	25	28			3									
1	33,249	2,309	32	36				4	5							
1 1/4	41,910	2,309	40	45				4		6	8					
1 1/2	47,803	2,309	50	56					5		8	10				
2	59,614	2,309	63	70					5		8		12			
2 1/2	75,184	2,309	80	90					5			10		16		
3	87,884	2,309	100	110						6			12		20	
3 1/2	100,330	2,309	125	140						6			12		20	
4	113,030	2,309	160	180							8			16		24
5	138,430	2,309														
6	163,830	2,309														

FILETAGES POUR BOULONNERIE

Diam. nominal d	Pas gros	d	Pas gros	d	Pas gros	Pas fins	d	Pas gros	Pas fins	d	Pas gros	Pas fins
1	0,25	2	0,40	(4,5)	0,75		12	1,75	1,25	24	3	2
(1,1)	0,25	2,2	0,45	5	0,80		14	2	1,50	27	3	2
1,2	0,25	2,5	0,45	6	1		16	2	1,50	30	3,5	2
1,4	0,30	3	0,50	(7)	1		18	2,5	1,50	33	3,5	2
1,6	0,35	3,5	0,60	8	1,25	1	20	2,5	1,50	36	4	3
1,8	0,35	4	0,70	10	1,50	1,25	22	2,5	1,50	39	4	3

CLASSES DE QUALITÉ DE LA BOULONNERIE

Caractéristiques mécaniques	Classes de qualité											
	3-6	4-6	4-8	5-6	5-8	6-6	6-8	6-9	8-8	10-9	12-9	14-9
R mini (daN/mm²)	33,3	39,2	39,2	49	49	58,8	58,8	58,8	78,4	98	117,6	137,2
Re mini (daN/mm²)	19,6	23,5	31,3	29,4	39,2	35,2	47	52,9	62,7	88,2	105,8	123,4
Allongement A % mini	25	25	14	20	10	16	8	12	12	9	8	7
Dureté HB mini	90	110	110	140	140	170	170	170	225	280	330	390
Résilience KCU mini	—	—	—	—	—	—	—	—	6	4	3	3

1.7.2.3 Formes d'assemblages

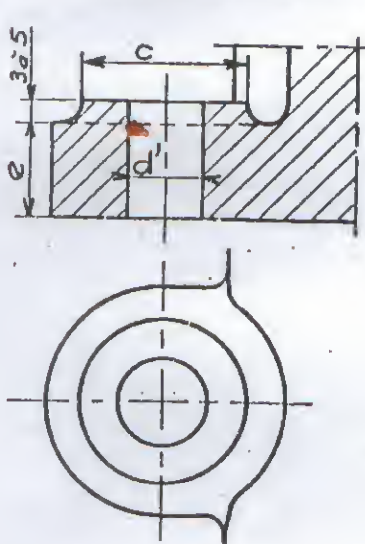
Les organes de liaisons traversant des brides, semelles ou oreilles, prévues sur les pièces à assembler et dont l'épaisseur est choisie, en fonction du diamètre d du boulon, entre les limites suivantes :

$e = d$ à $1,25d$ pour pièces en acier

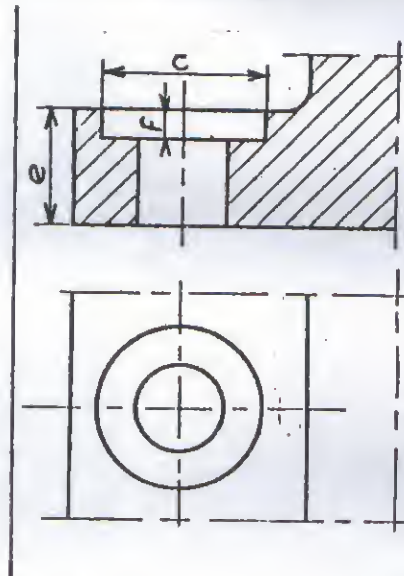
$e = 1,5d$ à $2d$ pour pièces en métaux moins tenaces

La distance de l'axe des trous à la paroi doit être suffisante pour permettre la mise en place des rondelles et un serrage facile.

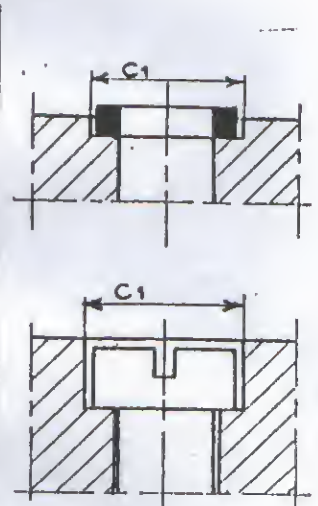
Les têtes, écrous, rondelles, s'appuient sur la surface dressée de bossage ou lamages. Les diamètres C et C_1 de ces derniers sont normalisés fig 44, 45 et 46.



(fig.44)



(fig.45)



(fig.46)

Les lamages réduits, de diamètre C_1 sont utilisés pour le logement de rondelles crower et de têtes de vis cylindriques noyées. Ils peuvent convenir également pour les boulons à tête cylindrique, les vis à tête carrée ou hexagonale réduite et pour les écrous cylindriques.

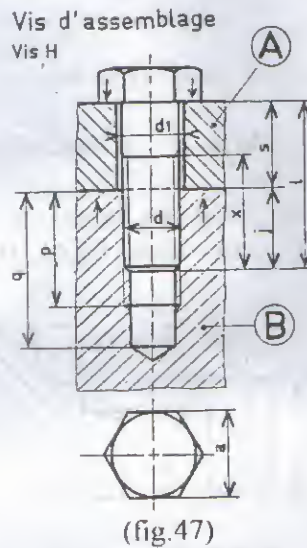
Lamages.														
d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36
c	16	20	25	30	33	37	41	45	50	55	60	65	70	75
c ₁	12	16	20	23	25	28	32	35	37	41	45	50	55	60
f	1,5	1.5	2	2,5	3	3	4	4	4	4	4	5	5	6

1.7.2.4 Les vis

une vis est une tige filetée munie d'une tête permettant son vissage. Une vis est destinée à remplir plusieurs fonctions et utilisée comme suit :

i) vis d'assemblage

La vis assure une liaison complète démontable entre la pièce A et B (figure 47) grâce à la pression de serrage appliquée sur les deux pièces. La vis traverse librement A et se visse dans B, donc la pièce A est serrée entre la tête de la vis et la pièce B. D'où on a une liaison par adhérence.



- d : diamètre nominal
- d_1 : diamètre trou de passage
- S : épaisseur de A
- L : longueur nominale
- X : longueur filetée
- J : implantation
- q : longueur percée de B
- p : longueur taraudée de B

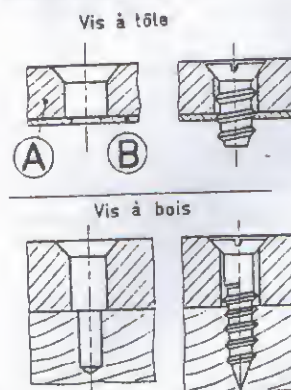
où $j \geq d$ pour les métaux durs

$j \geq 1,5 d$ pour les métaux tendres

$d_1 > d$, $p > j$, $X > j$

La forme de la tête joue un rôle important pour obtenir un serrage énergétique (avec clé, tournevis, main) elle doit être suffisamment large.

Pour les pièces minces tôles en bois on utilise des vis munies d'un filetage spécial, taraudent elles-mêmes un trou après perçage d'un avant trou (fig.48)



(fig.48)

Le tableau ci-dessous donne les différentes dimensions des vis d'assemblage.

VIS D'ASSEMBLAGE

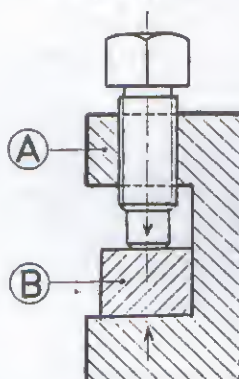
d	pas	a ₁	b ₁	a ₂	b ₂	a ₃	b ₃	a ₄ maxi	b ₄ maxi	a ₅	b ₅ mini
2,5	0,45			4,5	1,6	5	1,5	4,5	2,5	2	1,1
3	0,50	5,5	2	5,5	2	6	1,8	5,5	3	2,5	1,3
(3,5)	0,60	5	2,4	6	2,4	7	2,1	—	—	—	—
4	0,70	7	2,8	7	2,6	8	2,4	7	4	3	2
5	0,80	8	3,5	8,5	3,3	10	3	8,5	5	4	2,5
6	1	10	4	10	3,9	12	3,6	10	6	5	3
(7)	1	11	5	—	—	—	—	—	—	—	—
8	1,25	13	5,5	13	5	16	4,8	13	8	6	4
10	1,50	17	7	16	6	20	6	16	10	8	5
12	1,75	19	8	18	7			18	12	10	6
14	2	22	9	21	8			21	14	12	7
16	2	24	10	24	9			24	16	14	8
18	2,5	27	12	27	10			27	18	14	9
20	2,5	30	13	30	11			30	20	17	10
22	2,5	32	14					33	22	17	11
24	3	36	15					36	24	19	12
27	3	41	17								
30	3,5	46	19								
33	3,5	50	21								
36	4	55	23								
39	4	60	25								

iii) vis de pression

une vis permet de réaliser une liaison complète démontable par son implantation dans la pièce A, et en exerçant une pression de serrage par son extrémité sur la pièce B (fig.50).

Vis de pression

Vis QP à téton



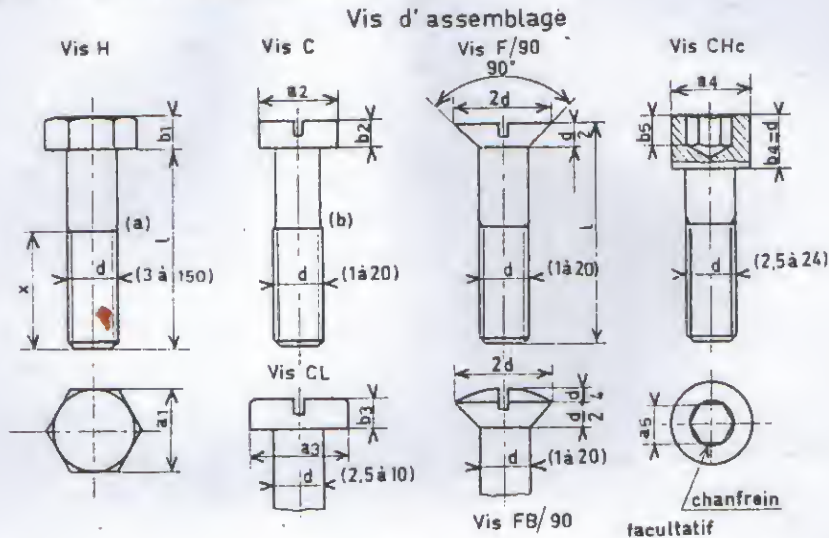
(fig.50)

La tête est utilisée uniquement pour le vissage, donc ses extrémités peuvent être réduites. L'extrémité souvent trempée présente une forme permettant un serrage énergétique. La vis doit être le plus souvent filetée sur toute sa longueur.

La figure 51 illustre les différents types de têtes et de bouts de vis de pression.

ii) différents types de vis d'assemblages normalisées (fig.49)

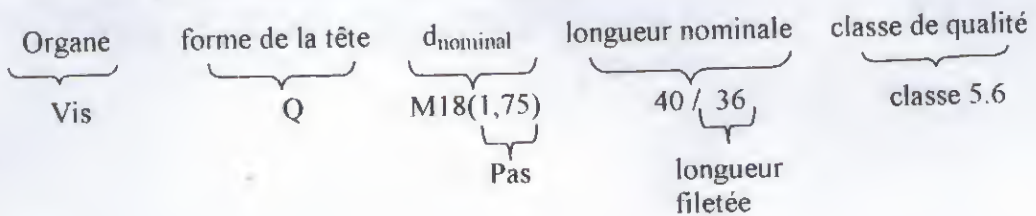
1. Vis à tête hexagonale (symbole H) et carrée (Q).
2. Vis tête cylindrique ordinaire (C) ou large (CL).
3. Vis à tête fraisée plate (F/90) ou bombée (FB/90).
4. Vis à 6 pas creux à tête cylindrique (CHC)



(fig.49)

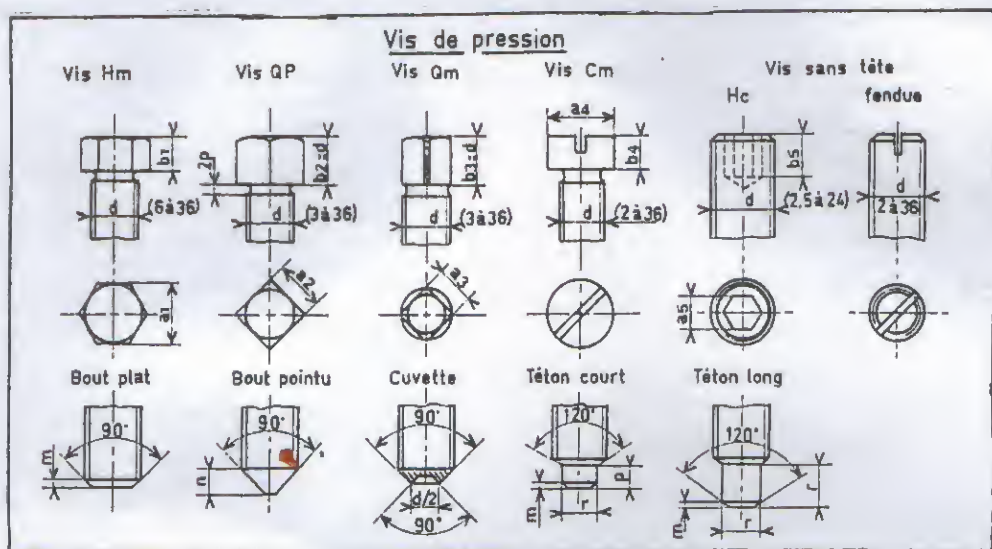
Désignation normalisée

Elle est désignée par le symbole de la forme de sa tête, suivi de la lettre M (filetage métrique), du diamètre nominal (et éventuellement du pas), de la longueur nominale L (et éventuellement de la longueur filetée X) et la classe de qualité s'il y a lieu.



Exemple : Vis QM18×1,75 – 40/36 classe 5.6

Ou tout simplement Vis QM18-40



(fig.51)

Le tableau ci-dessous indique les dimensions des vis de pression :

VIS DE PRESSION												
d	a ₁	b ₁	a ₂	a ₃	a ₄	b ₄	a ₅	b ₅ mini	m	n	p	r
2,5					4	2,5	1,3	2	0,3	1	0,9	1,8
3			3,2	2,2	4,5	3	1,5	2	0,3	1,1	1	2
(3,5)			4	2,8	5	3,5			0,3	1,3	1,5	2,5
4			4	3,2	6	4	2	2,5	0,4	1,5	1,5	2,5
5			5	4	7	4,5	2,5	3	0,5	1,9	1,5	3,5
6			6	5	9	5	3	3,5	0,6	2,3	2	4,5
(7)			7	5,5	10	5			0,6	2,6	2	5,5
8	8	4	8	6	11	6	4	5	0,7	3	3	6
10	10	5,5	10	8	14	7	5	6	0,9	3,8	3	7
12	12	8	13	10	18	9	5	8	1	4,5	4	9
14	14	9	17	11	20	10			1,2	5,3	5	10
16	16	10	17	13	22	12	8	10	1,2	6	5	12
18	18	12	19	13	24	13			1,4	6,8	6	14
20	20	13	22	17	27	14	10	12	1,4	7,5	6	16
22	22	14	24	17	30	15			1,4	8,3	7	16
24	24	15	27	19	33	17	12	15	1,6	9	8	18
27	27	17	27	22	36	19			1,6	10	9	20
30	30	19	30	24	42	21			2	11,3	10	22
33	33	21	36	27	45	23			2	12,4	11	24
38	38	23	36	27	48	25			2,5	13,5	12	27

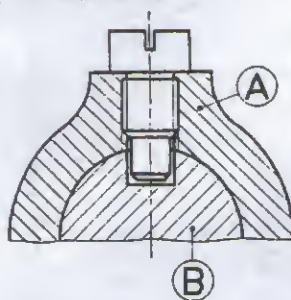
Longueurs : 3 - 4 - 5 - 6 - (7) - 8 - (9) - 10 - 12 - 15 - (18) - 20 - (22) - 25 - (28) - 30 - 35 - 40... 80 - 90 - 100 - 110 - 120.

iv) vis pour immobilisation en rotation

L'extrémité de la vis, généralement à téton, doit permettre le déplacement en translation de B ; elle ne doit donc pas être bloquée sur B ; pour éviter son desserrage, il faut la bloquer sur A ; soit par appui de la tête figure 52.a, soit par contre écrou figure 52.b, soit par pinçage (Fig.52.c) Les deux derniers dispositifs permettent le réglage de la vis .

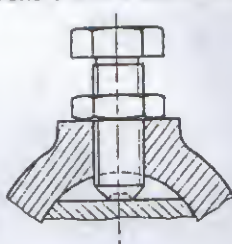
Immobilisation en rotation

Vis Cm à téton



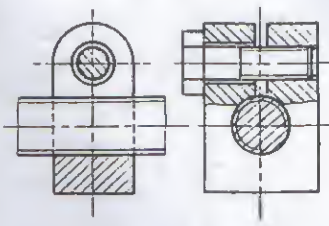
- a -

Contre-  crou sur vis Hm



- b -

Blocage par pin  age



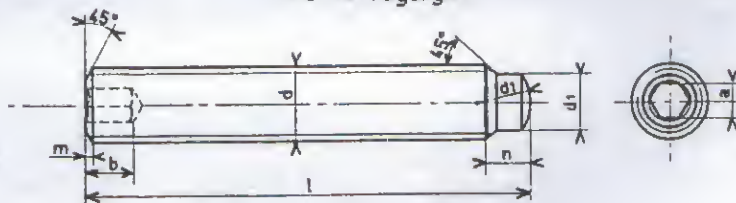
- c -

(fig.52)

v) vis de réglage

C'est une vis sans tête à 6   angreux,    téton à bout sphérique, peuvent également servir de vis de blocage son extrémité est sphérique traitée (HRC = 42) figure 53.

Vis de réglage



(fig.53)

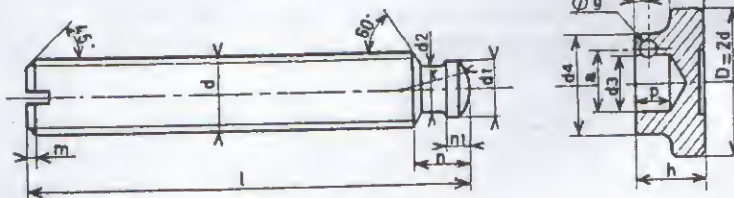
VIS DE RÉGLAGE

d	d ₁	n	l	a	b	m
6	4,5	3,5	15 - 25 - 40 - 55	3	4	0,6
8	6	5	18 - 30 - 45 - 60 - 75	4	5	0,7
10	7,5	5,5	20 - 35 - 50 - 65 - 85	5	6	0,9
12	9	7	22 - 40 - 60 - 80 - 95	6	8	1
14	10	8	25 - 45 - 65 - 90 - 110	6	8	1,2
16	12	9	30 - 50 - 70 - 95 - 120	8	10	1,2
20	15	9	40 - 60 - 85 - 110 - 125	10	12	1,4

vi) vis de blocage

C'est une vis sans tête avec fente ou été rapportée et fixée par goupille. Son extrémité est à patin rapporté, maintenu par goupille permettant sa liberté en rotation (HRC = 60). Fig54

Vis de blocage et patin



(fig.54)

VIS DE BLOCAGE

d	d ₁ (H ₁₁)	d ₂	n	n ₁	r	m		d ₁ (H ₁₁)	d ₂	h	p	h ₁	a	q	h ₂
M 6	4,5	3,8	6	2,5	3	0,6	30 - 50	4,6	10	7	4,2	1,8	5,1	1,5	2,5
M 8	6	5,2	7,5	3	5	0,7	40 - 60	6,1	12	9	5	2	6,5	1,5	4
M 10	8	6,9	9	4,5	6	0,9	60 - 80	8,1	15	11	7	2,7	8,7	2	5
M 12	8	6,9	10	4,5	6	1	60 - 80 - 100	8,1	18	13	7	2,7	8,7	2	6
M 14	10	8,7	12	5	8	1,2	60 - 80 - 100	10,1	20	14	7,5	2,5	10,8	2,5	6
M 16	12	10,7	12	5	9	1,2	80 - 100 - 125	12,1	22	15	7,5	2,5	12,8	2,5	7
M 20	15	14,1	14	5,5	13	1,4	100 - 125 - 150	15,6	28	16	8	3	16,1	2,5	9

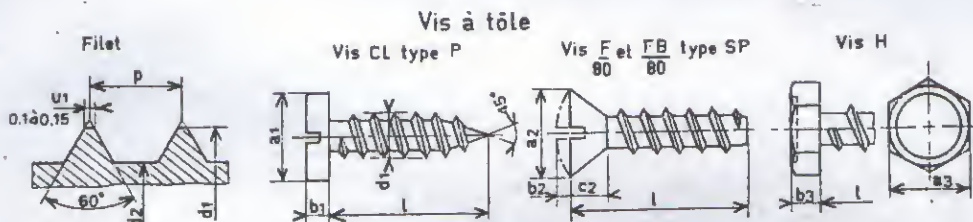
vii) vis à tôle (figure 55)

Ce sont vis auto-taraudeuses à filet spécial avec différents types de têtes, tels que :

- Les vis à pointe symbole P (pour tôle mince 1,5mm).
- Les vis sans pointe symbole SP (pour tôle épaisse, matières plastiques).
- Avec têtes cylindriques CL ou fraisées à 80° plate (F/80°) ou bombées (FB/80°) ou hexagonales H.

Leur désignation se fait par numéro suivi de la longueur.

Exemple : Vis à tôle CL n° 14-13 type P.



(fig.55)

VIS A TOLE

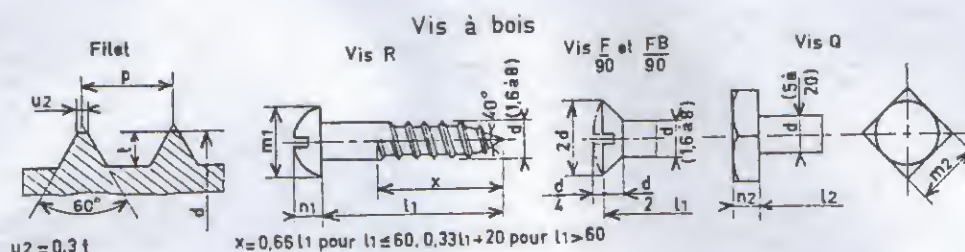
N°	d ₁	d ₂	Pas	a ₁	b ₁	a ₂	b ₂	c ₂	a ₃ (n13)	b ₃ (js14)	l	
											vis H et CL	vis F/80
2	2,13 à 2,24	1,52 à 1,63	0,79	3,94 à 4,24	1,14 à 1,35	3,73 à 4,37	1,3	0,76	3,2	1,3	4,5 à 16	4,5 à 16
(3)	2,46 à 2,57	1,8 à 1,9	0,91	4,57 à 4,9	1,3 à 1,52	4,34 à 5,05	1,5	0,89	4	1,4	6,5 à 16	4,5 à 16
4	2,79 à 2,90	2,08 à 2,18	1,06	5,21 à 5,56	1,47 à 1,73	4,95 à 5,72	1,7	0,97	5	1,5	6,5 à 19	6,5 à 19
(5)	3,2 à 3,3	2,29 à 2,39	1,27	5,87 à 6,22	1,65 à 1,9	5,59 à 6,4	1,9	1,02	5	1,8	6,5 à 19	9,5 à 18
6	3,43 à 3,53	2,51 à 2,64	1,27	6,5 à 6,86	1,83 à 2,08	6,2 à 7,09	2,11	1,14	5,5	2,3	6,5 à 22	9,5 à 22
(7)	3,78 à 3,91	2,77 à 2,92	1,34	7,14 à 7,52	2,01 à 2,26	6,81 à 7,75	2,31	1,27	6	2,5	9,5 à 22	9,5 à 22
8	4,09 à 4,22	2,95 à 3,10	1,41	7,77 à 8,18	2,16 à 2,44	7,42 à 8,43	2,54	1,32	7	2,8	9,5 à 25	9,5 à 25
10	4,65 à 4,80	3,43 à 3,58	1,59	9,07 à 9,47	2,51 à 2,79	8,64 à 9,78	2,95	1,52	8	3	9,5 à 32	9,5 à 32
(12)	5,31 à 5,46	3,99 à 4,17	1,81	10,34 à 10,8	2,84 à 3,18	9,88 à 11,13	3,35	1,73	8	4	13 à 38	13 à 38
14	6,10 à 6,25	4,7 à 4,88	1,81	12,01 à 12,5	3,3 à 3,66	11,48 à 12,88	3,89	2,03	10	4,8	13 à 38	13 à 38
(16)	7,82 à 8	5,99 à 6,2	2,12	15,09 à 15,62	4,11 à 4,52	14,43 à 16,13	4,85	2,54	13	5,8	13 à 50	16 à 50

Éviter les numéros entre parenthèses.

Longueurs l : 4,5 - 6,5 - 9,5 - 13 - 16 - 19 - 22 - 25 - 32 - 38 - 45 - 50.

viii) Vis à bois

Ce sont des vis aussi auto-taraudeuses (fig.56) à filet spécial. Elles peuvent être à tête hexagonale (H) ou ronde (R) ou fraisée à 90° plate (F/90) ou bombée (FB/90°) ou carrée (Q).
d = 1,6 ÷ 8 pour les vis R, F/90, FB/90 et d = 5 à 20 pour les vis H et Q.



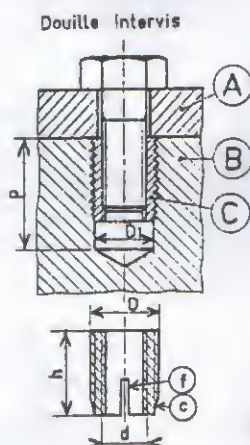
(fig.56)

VIS A BOIS

d	Pas	t mini	m ₁	n ₁	m ₂	n ₂	l ₁	l ₂
1,6	0,8	0,25	2,8	1,2			8 - 10 - (12) - (16)	
2	1	0,30	3,5	1,6			8 à 16 - 20	
2,5	1,25	0,35	4,5	2,2			8 à 20 - 25	
3	1,50	0,45	5,5	2,5			(8) à 25 - 30 - (35)	
3,5	1,50	0,50	6,5	2,5			10 à 35 - 40	
4	1,75	0,60	7	3			10 à 40 - 45 - 50 - (60)	
4,5	2	0,65	8	3,5			12 à 60 - (70)	
5	2	0,75	9	4	8	3,5	16 à 70 - (80)	25 à 50
6	2,5	0,90	11	4,5	10	4	20 à 80 - (100)	25 à 60
7	3	1	12	5	11	5	25 à 40 - 50 à 80 - (100)	30 à 70
8	3,5	1,2	14	5,5	13	5,5	30 - 40 - 50 à 80 - 90 - 100 - (110) - (120)	30 à 80
10	4	1,5			17	7		40 à 100 - 120
12	4,5	1,5			19	8		45 à 120 - (140)
14	5	2			22	9		50 à 80 - 100 à 140 - 160
16	6	2			24	10		60 - 80 - 100 à 160 - 180 - 200
20	7	2,5			30	13		80 - 100 à 200

viii) douilles autotaraudeuses intervis (LGC)

Elles permettent le vissage de vis à métaux dans les matières ne présentant pas une résistance suffisante (Al, plastiques etc...). On rapporte dans ces matières une douille métallique figure 57. Elles sont munies d'un filetage extérieur, elles se montent dans un trou lisse, percé au préalable et taraudent elles mêmes leur trou, à cette effet elles présentent 2 fentes (f) dont les arêtes sont coupantes et leur extrémité inférieure(C) est conique. Le montage s'effectue au moyen d'un outil spécial qui se monte sur la perceuse.



(fig.57)

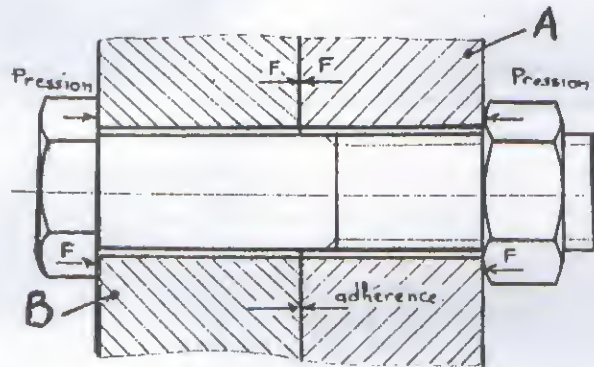
DOUILLES AUTOTARAUDEUSES INTERVIS

d	Type S				Type G				Type R			
	D	h	D_1	P	D	h	D_1	P	D	h	D_1	P
2,5	4	4	3,6 - 3,7 - 3,8	5	4	4	3,5 - 3,6 - 3,7	5				
3	5	5	4,6 - 4,7 - 4,8	7	5	6	4,5 - 4,6 - 4,7	8	5,5	6	4 - 4,8 - 5	8
3,6	6	6	5,4 - 5,5 - 5,6	8	6	7	5,3 - 5,4 - 5,5	9	6,5	7	4,8 - 5,7 - 5,8	9
4	6,5	7	5,9 - 6 - 6,1	9	7	8	6,1 - 6,2 - 6,3	10	8	8	5,8 - 7,2 - 7,4	10
5	8	8	7,2 - 7,4 - 7,5	10	8	10	7,1 - 7,2 - 7,3	13	9	10	6,8 - 8,2 - 8,4	13
6	9	10	8,2 - 8,4 - 8,5	12	10	12	8,5 - 8,7 - 8,8	15	11	12	8,5 - 10 - 10,2	15
8	12	13	10,8 - 11 - 11,2	16	12	15	10,5 - 10,7 - 10,8	18	14	15	11 - 12,7 - 13	18
10	14	16	12,8 - 13 - 13,2	19	15	18	13,5 - 13,7 - 13,8	22	18	18	14,2 - 16,5 - 16,8	22
12	16	18	14,8 - 15 - 15,2	22	18	22	16,1 - 16,3 - 16,5	26	20	22	16,2 - 18,5 - 18,8	26
14	18	20	16,8 - 17 - 17,2	24	20	24	18,1 - 18,3 - 18,5	28				
16	20	22	18,8 - 19 - 19,2	26								

1.7.2.5 Les boulons et goujons

1.7.2.5.1 les boulons

Un boulon est un organe d'assemblage composé d'une vis et d'un écrou de même caractéristique dont la fonction est d'assurer une liaison complète et démontable entre deux pièces A et B fig.58.



(fig.58)

Les pièces sont serrées efficacement par pression entre la tête du boulon et l'écrou d'où liaison par adhérence.

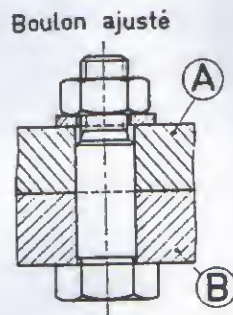
i) conditions d'emploi

- Il n'est pas nécessaire d'ajuster les boulons dans les pièces à assembler. Le diamètre des trous des pièces d_1 est supérieur au diamètre du boulon d ($d_1 > d$), ce qui facilite le démontage.
- Le serrage de l'écrou doit être possible grâce à la longueur filetée suffisante.
- La nécessité d'immobiliser le boulon en rotation quand on serre l'écrou, à cet effet le serrage de l'écrou doit être énergétique grâce à l'emploi d'une tête prismatique, obstacle etc...
- Emploi d'un dispositif de freinage de l'écrou dans le cas des organes soumis à des chocs ou à des vibrations afin de maintenir le serrage.
- Les surfaces d'appui de la tête du boulon et de l'écrou doivent être bien planes et perpendiculaires à l'axe du boulon.
- La surface d'appui de la tête et de l'écrou doit être suffisante, sinon il est nécessaire d'utiliser une rondelle plus ou moins large.

ii) principaux types de boulons

1) boulons ajustés

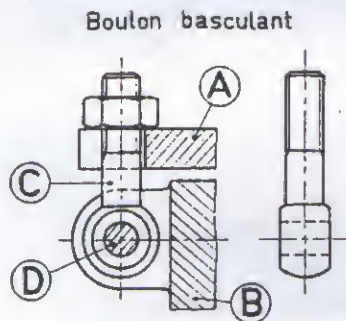
Le diamètre du filetage doit être légèrement inférieur au diamètre du corps, pour éviter tout glissement des pièces A et B, la liaison est assurée à la fois par verrouillage et par adhérence fig.59.



(fig.59)

2) boulons basculants (ou à œil)

Lorsqu'il y a démontage rapide et fréquent, on utilise des boulons à tête articulée sur la pièce massive B. Après desserrage de l'écrou, le boulon bascule, ce qui permet le démontage de la pièce A sans vissage complet de l'écrou. Donc pivotant autour d'un axe (fig.60).

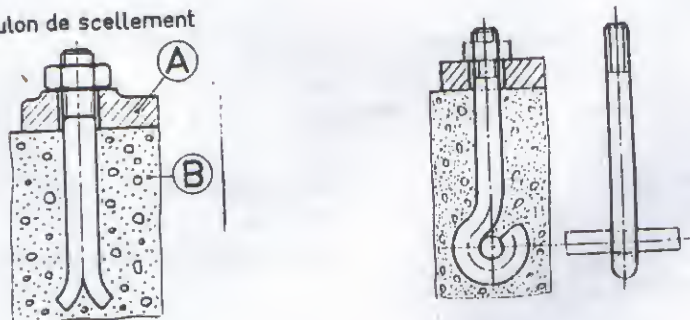


(fig.60)

3) boulons de scellement

Destinés à fixer une machine sur un massif de fondation (fig.61)

Boulon de scellement

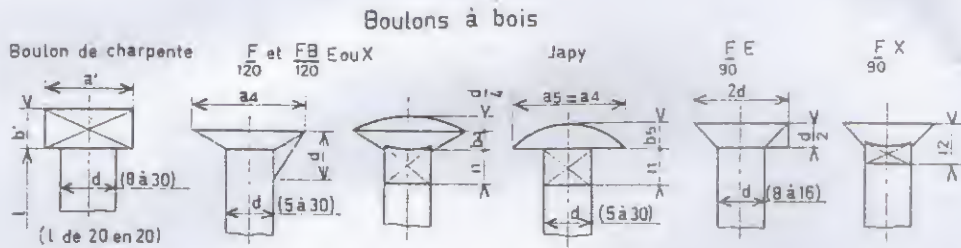


(fig.61)

4) boulons à bois

Le bois ne pouvant supporter une pression de serrage importante, la surface d'appui de la tête du boulon et de l'écrou est augmentée.

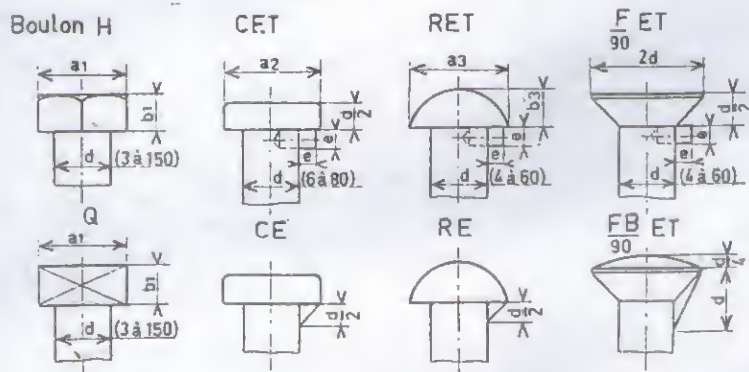
L'immobilisation en rotation est obtenue au moyen d'un ergot ou d'un collet carré qui forment eux-mêmes leur logement dans le bois, par enfoncement du boulon à coups de marteau (fig.62)



(fig.62)

5) boulons sur métaux normalisés (fig.63)

- A tête hexagonale symbole H.
- A tête carrée symbole Q.
- A tête cylindrique avec ergot brut symbole CE.
- A tête cylindrique avec ergot emmanché à force CET.
- A tête ronde avec ergot brut RE ou rapporté RET.
- A tête fraisée plate avec ergot brut F/90^F.
- A tête fraisée plate avec ergot rapporté F/90ET.
- A tête fraisée bombée avec ergot brut FB/90E.
- A tête fraisée bombée avec ergot rapporté FB/90ET.



(fig.63)

BOULONS ET GOUJONS

Boulons sur métaux								Goujons		Boulons à bois						
d	a ₁	b ₁	a ₂	a ₃	b ₃	e	J		a'	b'	a ₄	b ₄	b ₅	l ₁	l ₂	
							Métaux durs	Métaux tendres								
3	5,5	2					4,5	6								
(3,5)	6	2,4					5,5	7								
4	7	2,8					6	8								
5	8	3,5		7	3	1,5	7,5	10								
6	10	4		9	4	1,8	9	12			14	2,6	3	3,5		
(7)	11	5	10	11	4,5	2	10,5	14			16	2,9	3,5	4,2		
8	13	5,5	12	12	5	2		16			18	3,2	4	4,9		
10	17	7	14	14	5,5	2,5	12	16	13	5,5	20	3,5	4,5	5,8	7	
12	19	8	17	17	7	3	15	20	17	7	24	4	5,5	7		
14	22	9	21	21	8	3,5	18	24	22	9	28	4,6	7	8,4	10	
16	24	10	23	24	10	4	21	28	24	10	32	5,2	9	9,8	11	
18	27	12	26	28	11	4	24	32	29	12	36	5,8	11	11,2	12	
20	30	13	29	31	12	5	27	36	32	13	40	6,4	12	12,6		
22	32	14	32	34	14	5	30	40	35	14	44	7	13	14		
24	36	15	35	38	16	5	33	44	38	15	48	7,5	14	15,4		
27	41	17	38	41	17	6	36	48	42	16	52	8,1	15	16,8		
30	46	19	42	46	19	6	41	54	45	16	58	8,9	17	18,9		
33	50	21	46	51	21	7	45	60	50	20	64	9,8	19	21		
36	55	23	50	56	23	7	50	66								
39	60	25	54	61	25	8	54	72								
42	65	26	58	66	27	8	59	78								
45	70	28	63	71	29	9	63	84								
48	75	30	67	76	31	9	68	90								
			71	81	33	10	72	96								

Désignation des boulons normalisés.

La désignation d'un boulon se fait par l'indication de l'organe (boulon), la forme de sa tête, suivie d'un symbole de filetage métrique (M), du diamètre nominal, de la longueur nominale et le symbole de la forme de l'écrou du boulon.

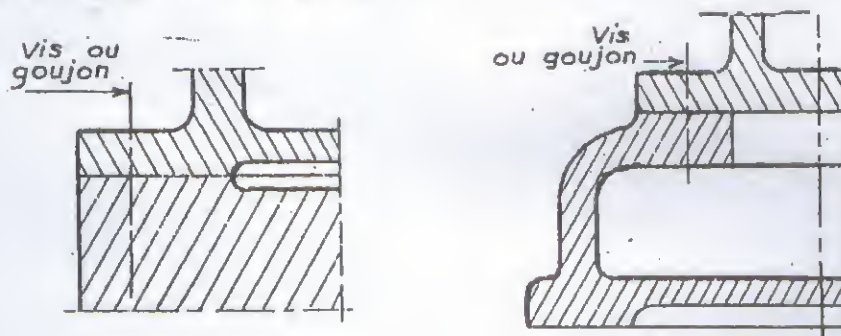
Exemples :

Boulon HM 20-55, écrou H

Boulon F/90 E .M22-60- écrou H

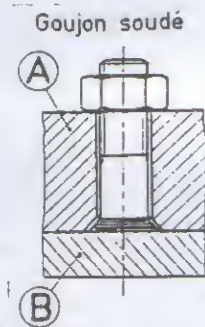
1.7.2.5.2 Les goujons

Généralement on préfère les boulons dont l'emploi est économique (pas de taraudage). Les goujons sont utilisés si l'épaisseur de l'une des pièces est massive qui ne peut être traversée par des boulons ou si l'accessibilité des têtes de boulon, indispensable pour leur immobilisation, n'est pas assurée (fig.64a).

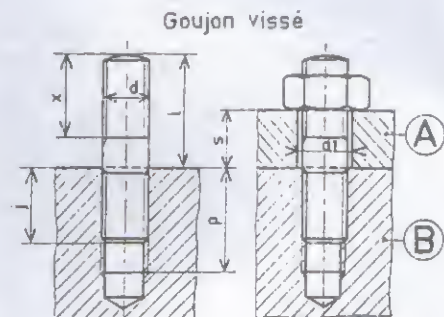


(fig.64.a)

Les goujons sont plus coûteux que les vis, leur détérioration par chocs accidentels, entraîne des réparations coûteuses ; leur emploi est pourtant indiqué si le taraudage est exécuté dans un métal peu tenace et que des démontages fréquents sont prévus. On utilise des goujons soudés ou vis à fond dans l'une des pièces (B) figure 64.b et 65.



(fig 64.b)



(fig.65)

La pièce A est ensuite serrée par un écrou vissé sur le goujon. La profondeur de taraudage P doit être supérieure à l'implantation j, le trou du passage dans A est d'un diamètre $d_1 > d$, la longueur L et la longueur de filetage X doivent permettre le serrage de l'écrou.

On prend comme longueur d'implantation j :

$J = 1,5 d$ pour un taraudage dans un métal tenace.

$J = 2 \div 3d$ pour un taraudage dans un métal tendre.

L'extrémité vissée est chanfreinée plate et l'extrémité libre est arrondie (bombée).

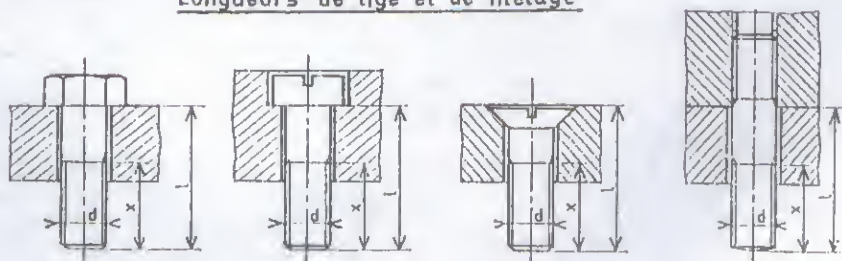
Désignation normalisée

Exemple : goujon M12-55/30 j = 20

Goujon de diamètre $d = 12$, filetage ISO, longueur libre $L = 55$, longueur filetée $X = 30$ implanté dans l'acier ($j = 2 \times d = 20$).

Dimension

Longueurs de tige et de filetage



LONGUEURS DE TIGES

2	5	12	20	30	50	70	90	130	170	225	325	425
2,5	6	14	(22)	35	55	75	100	140	180	250	350	etc.
3	8	16	25	40	60	80	110	150	190	275	375	de 25
4	10	(18)	(28)	45	65	85	120	160	200	300	400	en 25

Éviter les longueurs entre parenthèses.

VALEURS DE l ET x en fonction du diamètre

d	l	x	d	l	x	d	l	x
3	14 à 30	12	20	55 à 120	46	36	90 à 120	78
(3,5)	16 à 35	13		130 à 200	52		130 à 200	84
4	16 à 40	14	22	55 à 120	50		225 à 300	97
5	18 à 50	16		130 à 200	56	39	100 à 120	84
6	20 à 60	18	24	60 à 120	54		130 à 200	90
(7)	22 à 70	20		130 à 200	60		225 à 300	103
8	25 à 80	22	27	70 à 120	60	42	100 à 120	90
10	30 à 120	26		130 à 200	66		130 à 200	96
	130	32		225 à 300	79		225	109
12	35 à 120	30	30	75 à 120	66	45	110 à 120	96
	130 à 180	36		130 à 200	72		130 à 200	102
14	40 à 120	34		225 à 300	85		225 à 250	115
	130 à 200	40	33	80 à 120	72	48	120	102
16	45 à 120	38		130 à 200	78		130 à 200	108
	130 à 200	44		225 à 300	91		225 à 250	121
18	50 à 120	42				52	etc. jusqu'à 150	
	130 à 200	48						

1.7.2.6 Les écrous

Un écrou est un organe mobile d'assemblage taraudé destiné à se visser sur une tige filetée (boulon, goujon) en vue d'effectuer le serrage nécessaire d'une pièce.

La surface d'appui doit être plane et normale à l'axe du trou taraudé.

La forme de l'écrou doit permettre sa manœuvre avec une clé, tournevis ou à la main.

La hauteur de taraudage de l'écrou doit être au moins égale à celle du noyau du boulon à l'extension $h \geq 0,4$ à $0,5d$.

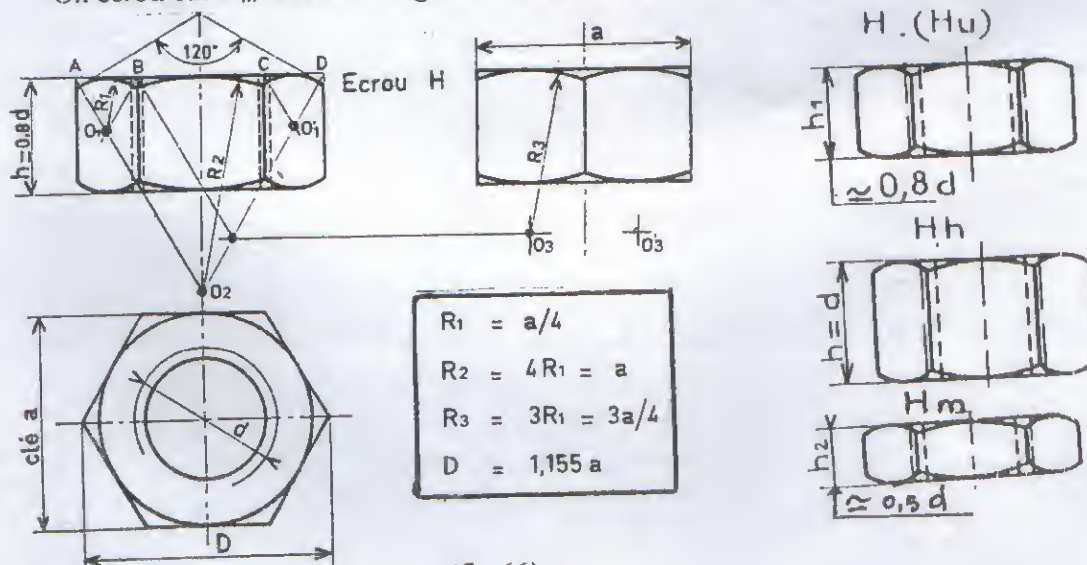
Types d'écrous normalisés.

i) Ecrou hexagonaux

L'écrou usuel est l'écrou H dont la hauteur est voisine de $0,8d$ fig.66. Parfois on utilise le symbole H_u . Dans la même catégorie on a prévu également :

-Un écrou haut symbole H_h de hauteur égale à d , utilisé si l'effort de blocage est très important.

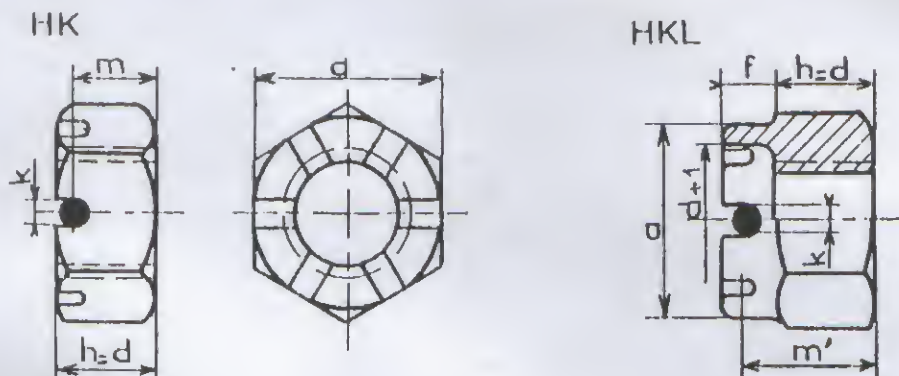
-Un écrou bas H_m de hauteur égale à $0,5 d$ et sert habituellement de contre écrou.



(fig.66)

ii) écrous à créneaux

Ce sont des écrous hexagonaux comportant des encoches permettant leur goupillage s'opposent à tout desserrage symbole HK ordinaire ou symbole HKL dégagé. (Fig. 67)

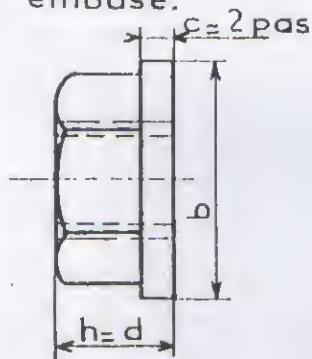


(fig.67)

iii) écrous à embase

Ce sont des écrous munis d'une embase augmentant la surface d'appui, il remplace un écrou H et une rondelle (pas de symbole) figure.68.

A embase.

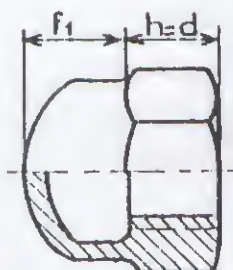


(fig.68)

iv) écrous borgnes

Comportant une calotte sphérique protégeant l'extrémité du boulon contre la corrosion ou la détérioration par chocs ($h = d$) fig.69.

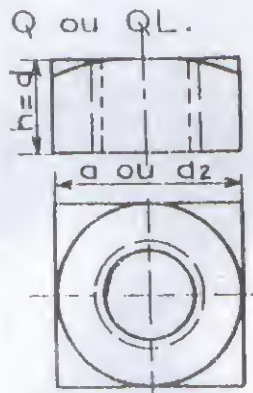
Borgne.



(fig.69)

v) écrous carrés

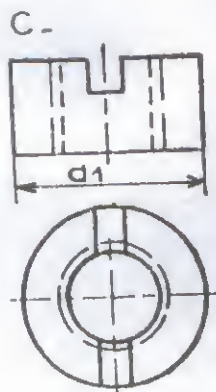
L'écrou étroit, symbole Q, offre une bonne prise à la clé et peut être utilisé pour les boulons soumis à l'oxydation l'écrou large QL s'emploie pour le serrage sur bois fig.70



(fig.70)

vi) écrous cylindriques

Symbole C, peu encombrant peut se loger dans un lamage. Serrage en bout par tournevis ou au moyen d'une clé spéciale fig.71



(fig.71)

vii) écrous sphériques

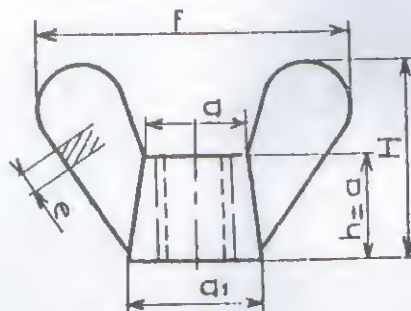
On l'utilise avec une rondelle à portée sphérique ou conique lorsque la pièce bloquée ne présente pas une surface d'appui perpendiculaire à l'axe du boulon fig.72



(fig.72)

viii) écrous oreilles

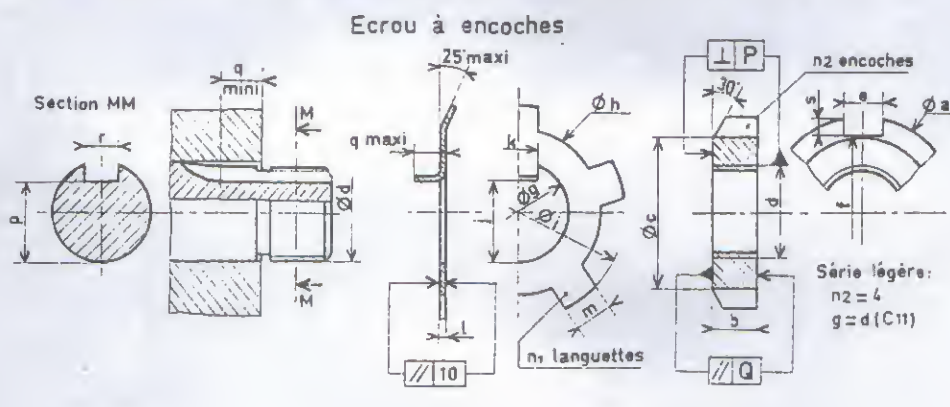
Symbole O pour serrage à la main fig. 73.



(fig. 73)

ix) écrou à encoches

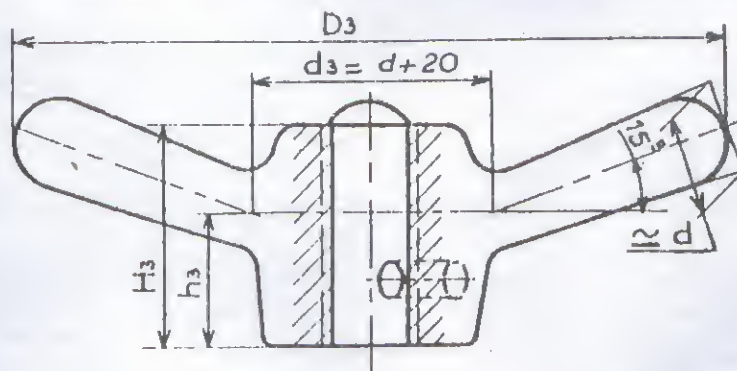
Utilisé spécialement pour le serrage de roulement pas de symbole fig. 74.



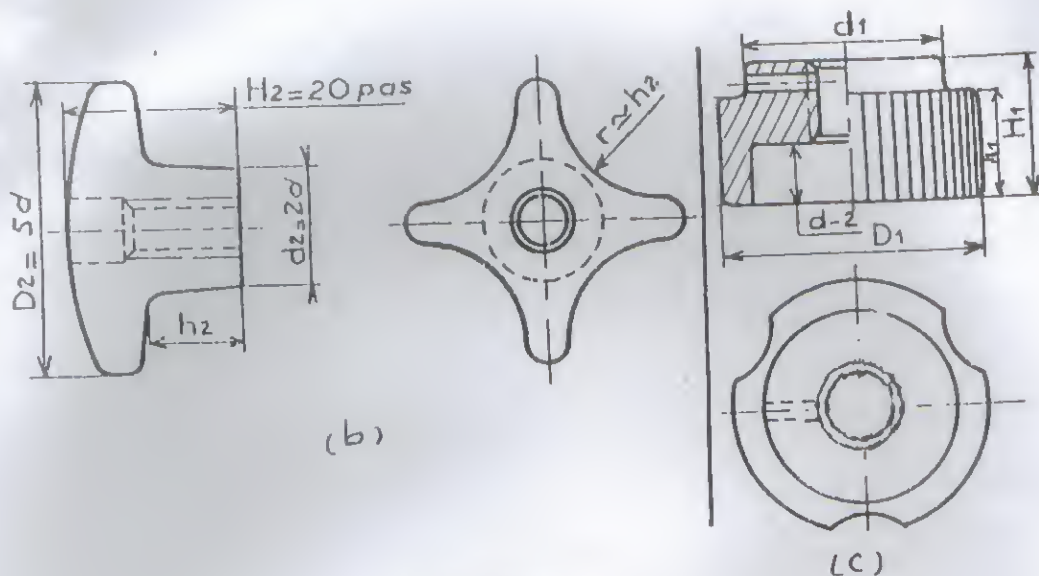
(fig. 74)

x) écrous croisillon 4 bras moletés

Ce sont les têtes de vis de blocage qui sont utilisées comme écrous, fig. 75a,b,c sans symbole.



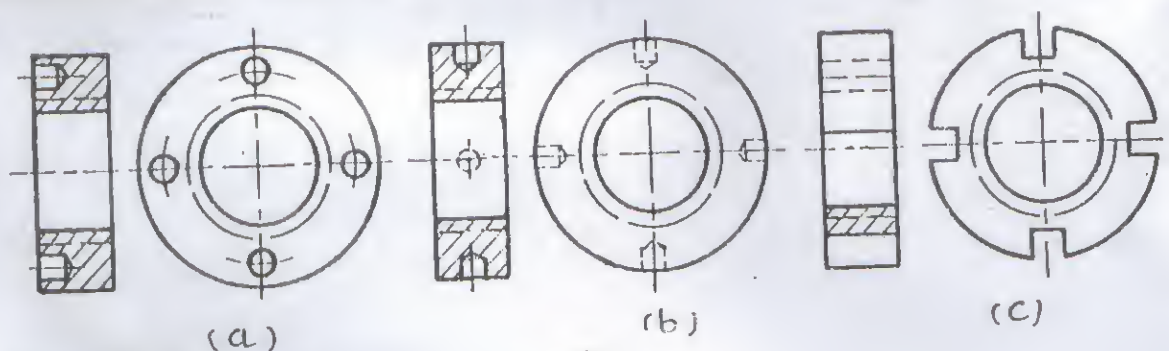
(fig. 75a)



(FIG. 75)

xi) écrous cylindriques non normalisés

Utilisés fréquemment pour le blocage d'organes sur des pièces en rotation (arbres), leur encombrement est faible et il ne présentent pas d'arêtes dangereuses leur serrage est effectué avec une clé à griffes ou à ergots fig. 76a, b, c.



(FIG. 76)

Désignation des écrous

Ecrou H M18.

Ecrou HKL M20

Ecrou à embase M16

1.7.2.7 Rondelles d'appui et freins d'écrous et de vis

Les rondelles d'appui sont des pièces cylindriques de faibles épaisseurs percées d'un trou ; placées entre l'écrou (ou la tête de vis) et la pièce à bloquer. Elles augmentent la surface d'appui des écrous lorsque celle-ci est insuffisante (éviter la détérioration) et diminuer la pression unitaire.

Elles sont appelées aussi freins d'écrous et de vis lorsqu'elles sont destinées à s'opposer au desserrage des éléments vissés ; parfois elles assurent l'étanchéité.

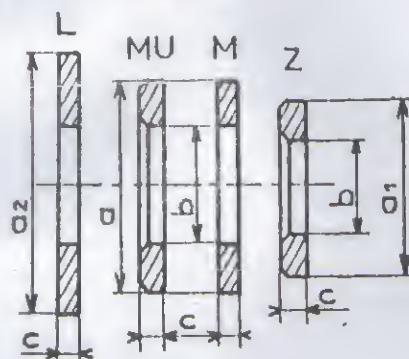
Différents types de rondelles

i) Rondelles plates (fig. 76d)

Elles se différencient entre elles par le diamètre extérieur

- Moyenne brute (M) pour boulonnerie brute.
- Moyenne usinée (MU) pour boulonnerie usinée.
- Étroite (z) pour boulonnerie étroite.

-Large (L) et très large (LL) pour serrage sur bois.



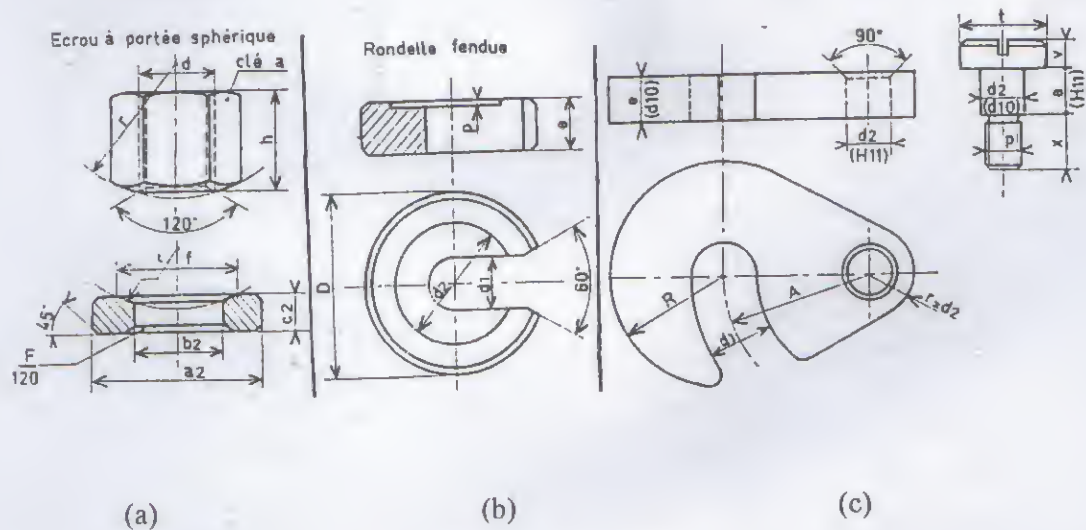
(fig. 76d)

ii) Rondelles spéciales

-A portée sphérique pour écrou sphérique fig. 77a.

-Fendue amovible pour démontage fréquents et rapides par ex : montage d'usinage fig. 77.b

-Fendue pivotante : présente l'avantage de rester fixée au bâti, d'au chute et perte impossible fig. 77.c.



(fig. 77)

Dimensions des rondelles

RONDELLES

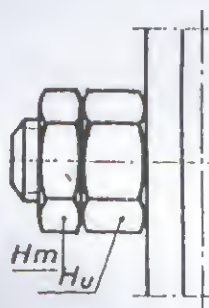
d	Rondelles plates							Rondelles à portée sphérique								Rondelles fendues				
	a _p				b _e		c _t	a	h	r	a ₂	b ₂	c ₂	f	d ₁	d ₂	D	e	p	
	série Z	série M	série L	série LL	U	N														
3 (3,5)	6	8	12	14	3,25	3,50	0,8													
4	7	9	13	15	3,75	4	0,8													
5	8	10	14	16	4,25	4,5	0,8	7	6	8	10	5	3	7	4,25	12	16	6	0,75	
6	10	12	16	20	5,25	5,5	1													
(7)	12	14	18	24	6,25	7	1,2	10	8	14	14	7	4	10	6,25	16	22	8	1	
8	14	16	20	27	7,25	8	1,5													
10	16	18	22	30	8,25	9	1,5	13	11	14	20	10	5	14	8,25	20	28	9	1,25	
12	20	22	27	36	10,25	11	2	17	13	22	24	12	6	17	10,25	25	34	10	1,5	
14	24	27	32	40	12,5	14	2,5	19	15	22	27	14	7	21	12,5	30	40	11	1,75	
16	27	30	36	45	14,5	16	2,5	22	18	30	30	16	8	23	14,5	33	48	12	2	
18	30	32	40	50	16,5	18	3	24	21	30	36	19	8	26	16,5	37	56	13	2	
20	32	36	45	55	19	20	3													
22	36	40	50	60	21	22	3	30	25	44	45	24	10	32	21	40	64	14	2,5	
24	40	45	55	65	23	24	3													
27	40	50	60	70	25	27	4	36	39	44	55	28	10	38	25	55	74	16	3	
30	48	55	65	75	28	30	4													
33	52	60	70	80	31	33	4	46	35	66	65	35	12	46	31	65	86	18	3	
36	—	65	75	85	34	36	5													
39	—	70	80	90	37	39	5	50	41	66	75	42	14	54	37	75	100	20	3	
39	—	75	85	95	40	42	6													

RONDELLES PIVOTANTES

d	d ₁	A	R	d ₂	e	p	x	t	v
4	4,25	13	8	6	6	4	8	10	5
6	6,25	19	11	8	10	6	10	14	6
8	8,25	21	14	8	10	6	10	14	6
10	10,25	23	17	8	10	6	10	14	6
12	12,5	29	20	10	14	8	12	18	7
14	14,5	31	24	10	14	8	12	18	7
16	16,5	33	28	10	14	8	12	18	7
20	21	35	32	10	14	8	12	18	7
24	25	45	37	12	20	10	15	22	9
30	31	51	43	12	20	10	15	22	9
36	37	57	50	12	20	10	15	22	9

Différents types de freins d'écrou et de vis

- i) L'efficacité est subordonnée à un montage correct ; l'immobilisation de l'écrou doit être possible pendant le blocage du contre-écrou. Il en résulte un coincement des filets du contre-écrou entre ceux du boulon et ceux de l'écrou. On emploie en écrou H et un contre-écrou Hm fig.78, l'écrou de blocage d'une vis de réglage fig.79 agit de la même façon.



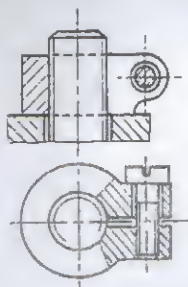
(fig.78)



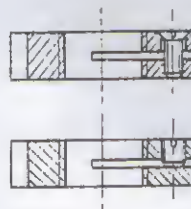
(fig.79)

ii) écrous fendus

A fente longitudinale fig.80 ou transversale avec vis de blocage fig.81. Ce dispositif présente de l'intérêt dans le cas où l'écrou forme un butée réglable. La vis de blocage doit être facilement accessible.



(fig.80)

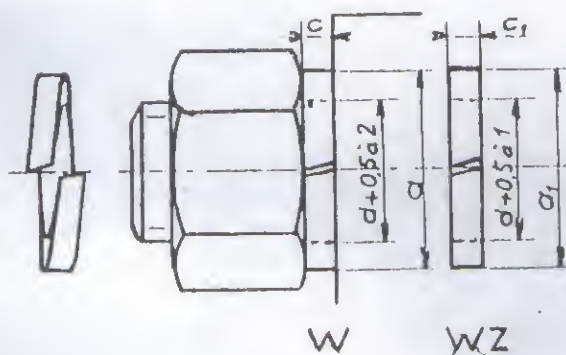


(fig.81)

iii) Rondelles Crower

Ce sont des rondelles en acier trempé fendues en oblique avec bords écourtés (fig.82) enroulées en hélice (pas à gauche pour filetage à droite). Lors du serrage, elle s'aplatit et les arêtes vives s'opposent au desserrage (par pénétration dans l'écrou et dans la pièce serrée). Il existe 3 séries normalisées :

- série courante symbole W.
- série réduite symbole WZ.
- Série forte symbole WL.



(fig.82)

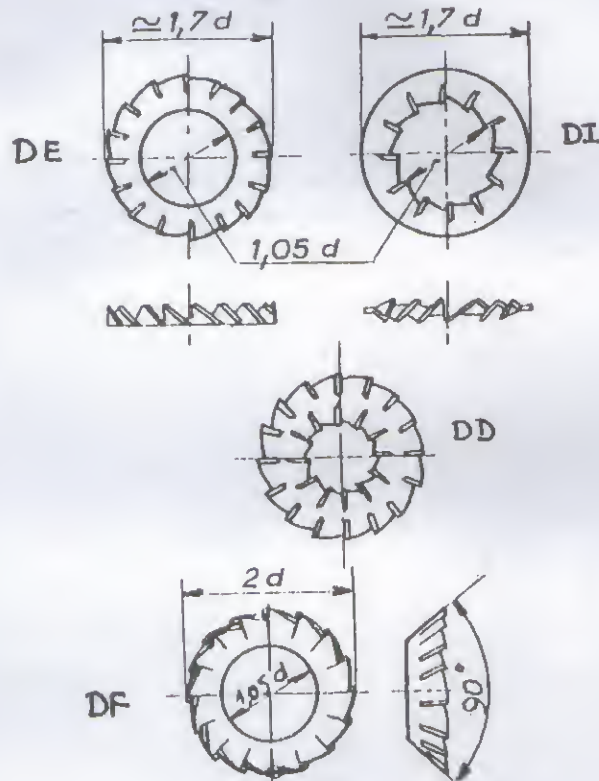
Dimensions des rondelles Crower

d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36
a	10,5	14	17	20	23	25,5	29,5	31,5	34	38	41	46	49	54
c	2	2,5	3	3,5	4	4	5	5	5	6	6	7	7	8
a ₁	10,25	13,25	16,25	19,5	22,5	24,5	29	29	33	37	40	45		
c ₁	1,2	1,5	1,8	2	2,5	2,5	3	3	3	3,5	3,5	4,5		

iv) Rondelles à dents (à crous)

Ce sont des rondelles munies de languettes obliques qui s'aplatissent élastiquement lors du serrage de l'écrou et en outre les crêtes vives s'opposent au serrage de l'écrou. Il existe 4 séries normalisées fig.83 :

- plate à denture extérieure (DE).
- Plate à denture intérieure (DI).
- Plate à denture double (DD).
- Concave pour vis à tête fraisé (DF).



(fig.83)

v) Rondelles Belleville

Ce sont des rondelles élastiques de forme conique s'utilisent par paires et s'aplatissent lors du serrage de l'écrou fig.84.

La charge d'aplatissement est très grande et crée une force de frottement considérable entre filets.



(fig.84)

Dimensions

RONDELLES BELLEVILLE (Mécaminidus)

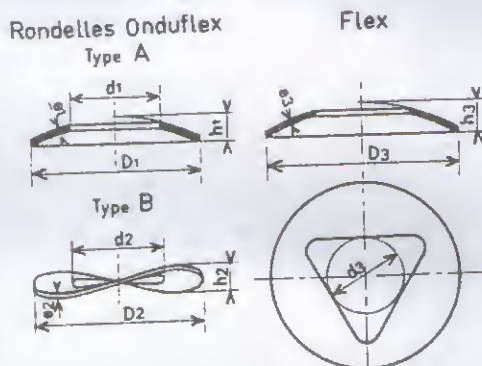
d	d ₁	D	e	h	f maxi	P maxi (daN)	d	d ₁	D	e	h	f maxi	P maxi (daN)
5	5,2	12,5	0,6	0,95	0,35	45	16	16,5	40	1,5	2,8	1,3	280
6	6,3	16	0,7	1,15	0,45	55	18	18,5	45	2,5	3,1	1,1	530
7	7,3	17,5	0,8	1,2	0,40	75	20	20,8	50	2	3,5	1,4	950
8	8,3	20	0,9	1,6	0,70	100	25	26	50	2,5	3,85	1,35	800
10	10,5	25	0,9	1,45	0,55	95	30	31	63	3	4,2	1,2	900
12	12,5	31,5	1,2	1,75	0,75	120	40	41	83	4,5	4,8	1,8	1.300
14	14,5	35	1,5	2,4	1,20	160							1.200
			1,8	2,35	0,85	270							1.700
				3	1,20	400							2.050
													2.600

vi) Rondelles élastiques.

Ce sont des rondelles incurvées ou ondulées s'écrasant sous la pression de l'écrou fig.85

Les principaux types sont :

- les rondelles onduflex.
- Les rondelles flex.



(fig.85)

Dimensions

RONDELLES ONDUFLEX ET FLEX (Normel)

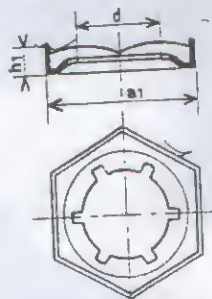
d	Onduflex A - normale				Onduflex B - normale				Flex			
	d ₁ mini	D ₁ maxi	e ₁	h ₁ mini	d ₂ mini	D ₂ maxi	e ₂	h ₂ mini	d ₃ mini	D ₃ maxi	e ₃	h ₃ mini
2	2,1	4,7	0,3	0,5	2,1	4,7	0,3	0,6				
2,5	2,6	5,7	0,3	0,7	2,7	5,2	0,3	0,7				
3	3,1	6,2	0,4	0,8	3,2	6,2	0,4	0,8	3,1	8,1	0,5	1
3,5	3,6	7,2	0,4	0,9	3,7	6,7	0,5	0,9				
4	4,2	8,2	0,5	1	4,2	9,2	0,5	1	4,1	11,4	0,5	1,1
5	5,2	9,2	0,5	1,2	5,2	10,2	0,5	1,2	5,1	12,2	0,7	1,2
6	6,3	11,2	0,5	1,4	6,3	12,2	0,5	1,3	6,1	14,2	0,8	1,4
7	7,3	13,2	0,5	1,6	7,3	14,2	0,8	1,5				
8	8,3	15,2	0,5	2,1	8,3	17,3	0,8	1,7	8,1	18,7	0,9	1,8
10	10,3	18,2	0,8	2,4	10,3	21,3	1	2,1	10,2	22,7	1	2,1
12					12,7	24,3	1,2	2,5	12,2	27,3	1,1	2,5
14					14,7	28,4	1,5	2,9	14,3	30,3	1,2	2,7
16					16,7	30,4	1,5	3,1	17	40	2,5	—

vii) Écrou auto-freinés

Il existe plusieurs modèles et parmi eux :

-écrou élastique en tôle

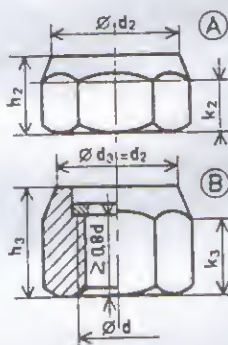
Fabriqués à partir de la tôle d'acier à ressort leurs bords sont relevés pour constituer les 6 pans fig.86, grâce à la déformation des languettes intérieures, sous la pression de l'écrou, on obtient un serrage élastique de celui-ci (les plaquettes pénètrent dans le filet et le coincent). Il s'emploie seul ou comme contre-écrou.



(fig. 86)

-écrous auto-freinés

Par déformation du filetage et par frein incorporé fig.87.



(fig.87)

Dimensions

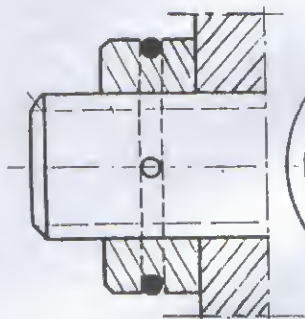
ÉCROUS ÉLASTIQUES EN TOLE ET ÉCROUS AUTO-FREINÉS NORMALISÉS

d	Écrous élastiques		Auto-freinés					d	Écrous élastiques		Auto-freinés				
	a ₁	h ₁	d ₂ maxi	h ₂ maxi	k ₂ minl	h ₃	k ₃		a ₁	h ₁	a ₂	h ₂	k ₂	h ₃	k ₃
3	5,5	2	—	—	—	4,2	2,4	14	22	5	22	13	8,4	16,6	10
4	7	2,2	7	4,5	2,4	6	3,2	16	24	5	24	15	9,6	18	11
5	8	2,5	8	5,5	3	6,9	4	(18)	27	5,5	27	16	10,8	20,9	14
6	10	3	10	6,5	3,6	8	4,5	20	30	6,2	—	—	—	22,4	15
(7)	11	3	11	7	4	8,5	5,5	(22)	32	6,5	—	—	—	25	16
8	13	3,5	13	8	4,8	10,6	6	24	36	7,2	—	—	—	—	—
10	17	4,2	17	9,5	6	12,3	7	(27)	41	7,2	—	—	—	—	—
12	19	4,5	19	12	7,2	14	9	30	46	8	—	—	—	—	—

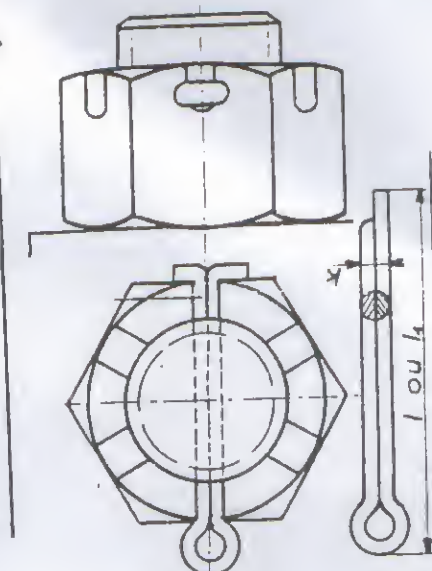
1.7.2.8 Organe de sécurité totale (verrouillage de l'écrou)

i) Goupillage

La goupille du type fendue fig.88 symbole V peut être placée contre l'écrou ou au travers de l'écran. Elle s'emploie avec écrous à créneaux permettant le réglage. La goupille du type G fig.89, c'est un fil d'acier mi-dur utilisé pour le freinage d'écrous cylindriques en rotation.



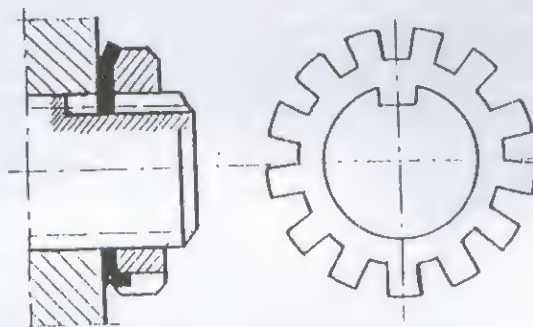
(fig. 88)



(fig. 89)

ii) écrou à encoches et rondelles-frein

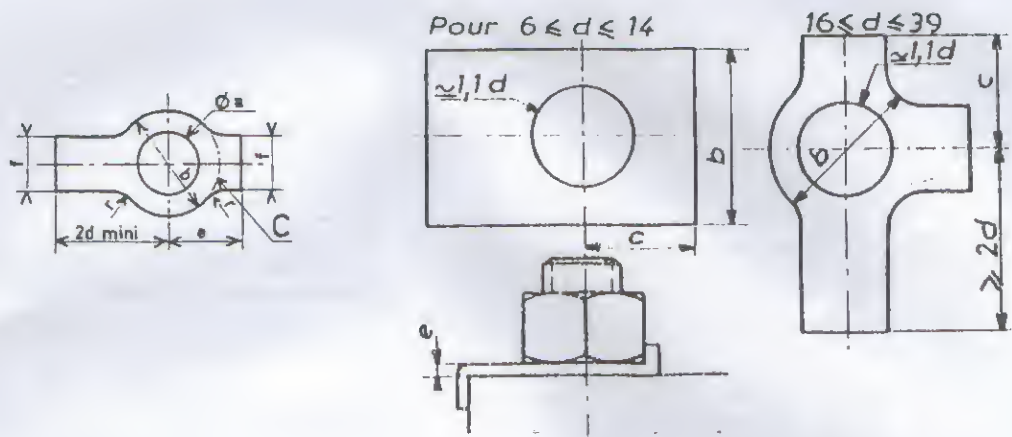
La languette intérieure s'engage dans une rainure fraisée dans le boulon et des languettes extérieures dont l'une est rabattue, après serrage dans une encoche de l'écrou cylindrique (fig. 90). La rondelle rend donc l'écrou solidaire du boulon.



(fig. 90)

iii) plaquettes arrêtoires

Elles sont placées sous l'écrou ou la tête du vis, une partie est rabattue sur un pan de l'écrou ou de la vis, une autre sur la pièce à serrer (fig. 91). Il existe plusieurs formes, rectangulaires, droites à ailerons, à languettes, équerre à ailerons



(fig.91)

Exemple de désignation

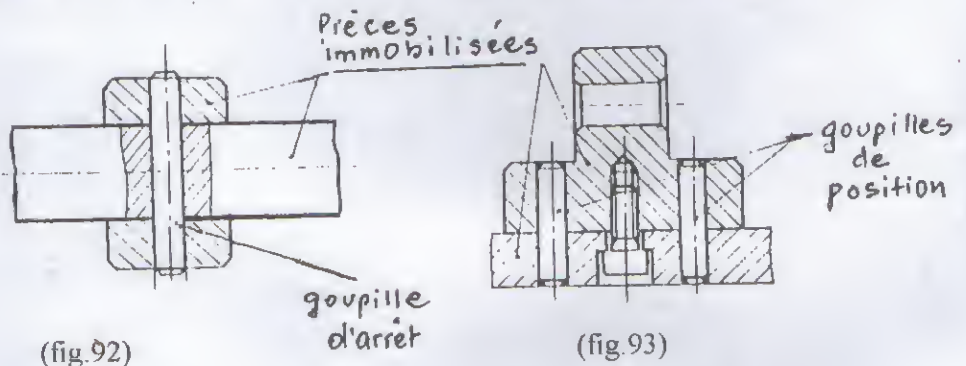
- Rondelle W16 : rondelle crower, série courante ϕ nominale $d = 14$.
- Rondelle WZ 10 : rondelle crower, série réduite ϕ nominale $d = 10$.
- Rondelle M 18 N : rondelle brute série moyenne ϕ nominale $d = 18$.
- Rondelle L L 14 U : rondelle précise série très large ϕ nominale $d = 14$.

1.7.2.9 Goupilles

Généralement elles ont la forme conique ou cylindrique sont destinées soit :

- à rendre deux pièces solidaires l'une de l'autre en réalisant une liaison par obstacles (goupilles d'arrêt) fig.92.
- ou à assurer la position relative de deux pièces (goupilles de position) fig.93.

Les actions étant faibles, donc elles ne peuvent transmettre que de faibles efforts.



(fig.92)

(fig.93)

Différents types de goupilles.

i) goupilles coniques

Généralement leur conicité est de 2%, elles sont enfoncées à force dans le trou approprié et se maintiennent en place par déformation plastique et adhérence. Elles sont destinées pour l'immobilisation sur un arbre, des bagues, des écrous, des poignées... (fig.94). Il existe deux types normalisés :

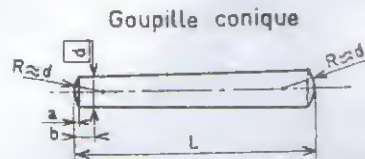
- a) - les goupilles non rectifiées (NR).

b- Les goupilles rectifiées.

Exemple de désignation :

N R 8 x 70

Goupille conique non rectifiée de cotes $d = 8$ $L = 50$.



(fig. 94)

ii) Goupilles cylindriques fendues

Elles sont constituées d'un fil demi-rond replié sur lui même pour constituer le corps cylindrique et l'œil de la goupille (fig. 95).

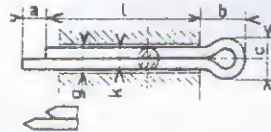
Après montage les extrémités sont écartées. Les branches sont inégales et leurs extrémités sont chanfreinées intérieurement.

Elles sont surtout utilisées pour le goupillage d'écrous où l'immobilisation en translation d'axes lisses.

Exemple de désignation :

V 13-80 goupille cylindrique fendue avec diamètre de logement $g = 13$ et longueur $L = 80$

Goupille cylindrique fendue



(fig. 95)

iii) Goupilles cylindriques non trempées

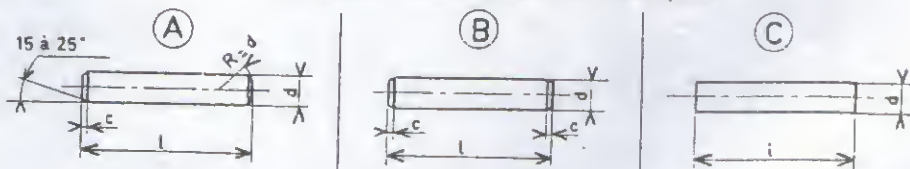
Trois types de goupilles normalisées désignées par A, B, et C et de précision sur le diamètre d'ordre décroissant m6, h8, h11 respectivement pour A, B et C (fig. 96)

Désignation :

Goupille cylindrique non trempée

▧ B 8 x 50

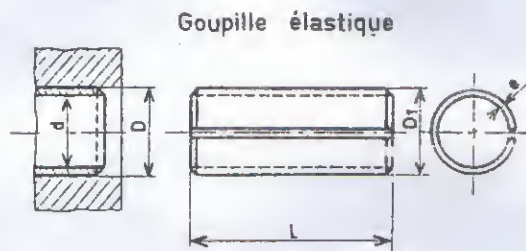
Goupilles cylindriques non trempées



(fig. 96)

iv) Goupilles élastiques (mécanindus)

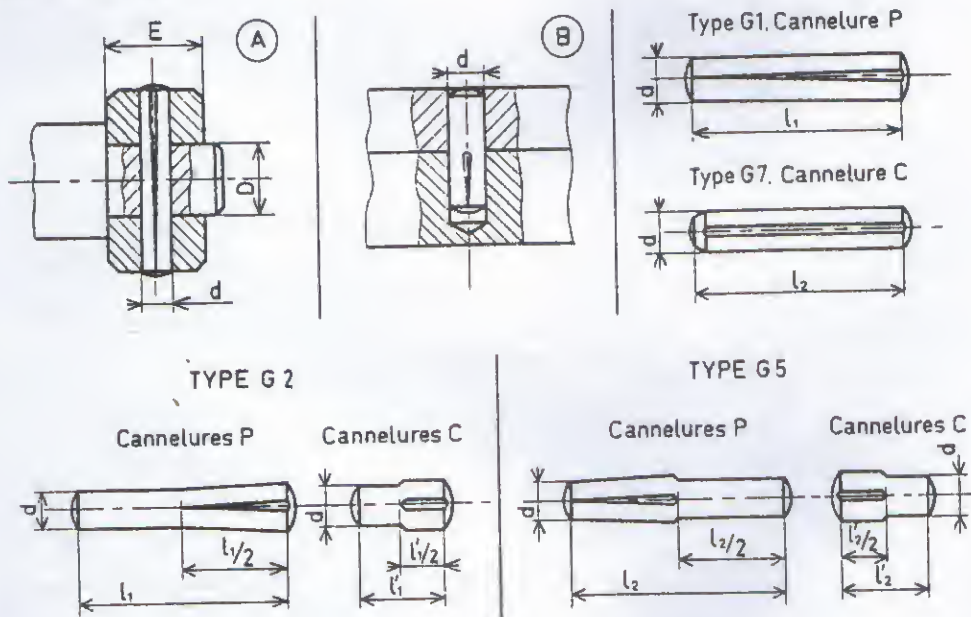
Ce sont des goupilles creuses obtenues par enroulements d'un feillard d'acier traité (HV 420 \pm 510), possédant des chauffeins facilitant l'emmanchement (fig.97). Elles sont forcées dans un trou de diamètre légèrement inférieur au leur ; la déformation élastique qu'elles subissent assure leur adhérence avec les pièces assemblées. Deux séries sont normalisées : mince et épaisse.



(fig.97)

v) goupilles cannelées

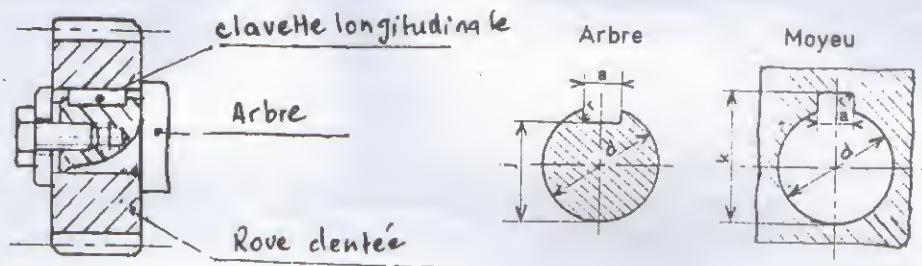
Ce sont des goupilles cylindriques présentant des cannelures longitudinales sur la totalité ou sur une partie de leur longueur. L'adhérence de ces goupilles est obtenue comme pour les goupilles élastiques, par déformation élastique, celle-ci est rendue possible grâce aux cannelures ayant produit un gonflement du métal. Certaines munies d'une tête, peuvent remplacer les vis pour la fixation de pièces d'épaisseur réduite. Les différents types sont représentés sur la figure 98.



(fig.98)

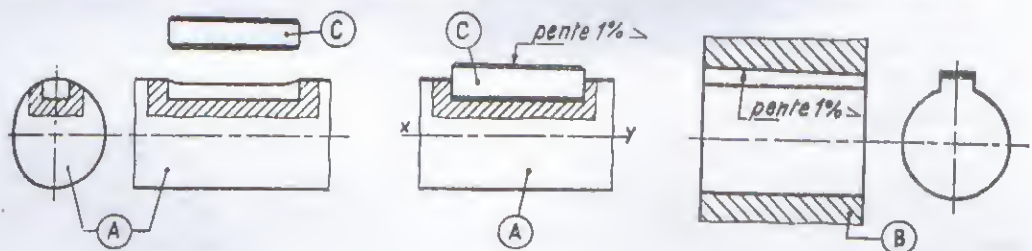
1.7.2.10 Les clavettes

Ce sont des pièces qui permettent d'assurer une liaison démontable partielle ou totale entre deux pièces, afin d'assurer la liaison en rotation et la transmission d'un couple par exemple entre un arbre et poulies ou roues dentées etc. (fig.99a).



(fig. 99a)

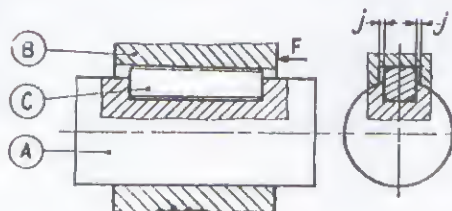
La réalisation du logement et montage de la clavette s'effectue comme ci-dessous :



(fig. 99b)

(fig. 99c)

(fig. 99d)



(fig. 99e)

L'arbre (fig. 99a) présente un évidement de forme appropriée, obtenu par fraisage, dans lequel vient se loger à mi-hauteur la clavette C (exemple d'ajustement : D10/h9).

La face supérieure des clavettes utilisées présente une légère pente (1%) par rapport à la face inférieure.

Au montage, la face inférieure de la clavette encastrée dans l'arbre A (fig. 99c) est parallèle à l'axe longitudinal xy de l'arbre. La face supérieure de la clavette est inclinée (pente 1%) par rapport à l'axe xy.

La pièce B (fig. 99d), qui reçoit l'arbre A, présente un alésage pourvu d'une rainure, obtenue soit par mortaisage soit par brochage, dans laquelle s'engage la partie saillante de la clavette. Le fond de la rainure est également incliné (pente 1%) par rapport à l'axe longitudinal de l'alésage.

Sous l'action de la force F (fig.99 e), la pièce B est fixée sur l'arbre A par coincement de la face supérieure de la clavette sur le fond de la rainure pratiquée sur la pièce B. la faible pente des faces en contact permet d'obtenir une liaison efficace par adhérence des pièces A et B. Les deux pièces assemblées par clavetage longitudinal forcé sont solidaires en rotation et en translation. L'assemblage réalisé est démontable. Le montage de la pièce B est favorisé par un jeu j existant entre les faces latérales de la clavette et de la rainure (fig.99 e).

Généralement il existe deux types de clavettes :

a - clavettes longitudinales.

b - Clavettes transversales.

i) clavettes longitudinales

Elles sont utilisées pour des assemblages soumis à des efforts tangentiels c.a.d, elles sont parallèles à l'axe des pièces à immobiliser.

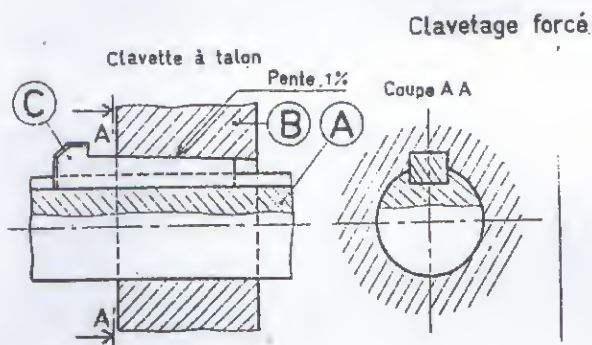
On distingue :

-Le clavetage forcé.

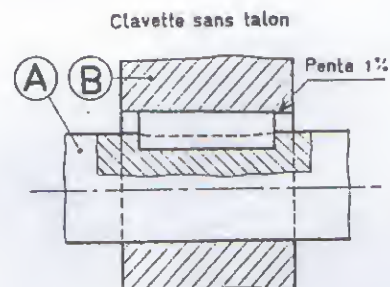
-Le clavetage libre.

1. Le clavetage forcé

La clavette, dont une face est inclinée, est forcée entre l'arbre et le moyen de la pièce, son encastrement dans les deux parties de l'assemblage assure une liaison à la fois en rotation et en translation et cela grâce au coincement des faces inférieures et supérieures (fig.100) et (fig.101).



(fig.100)



(fig.101)

Du fait du blocage, la pièce est légèrement excentrée par rapport à l'arbre, car le jeu est rapporté entièrement du côté de la clavette (le moyeu est légèrement désaxé par rapport à l'axe, mauvais équilibrage).

Ce mode de liaison ne convient donc pas dans le cas où la coïncidence des axes doit être parfaite où la vitesse de rotation est très élevée.

Les clavettes utilisées sont du type inclinées, dont la face supérieure présente une pente de 1% par rapport à la face inférieure.

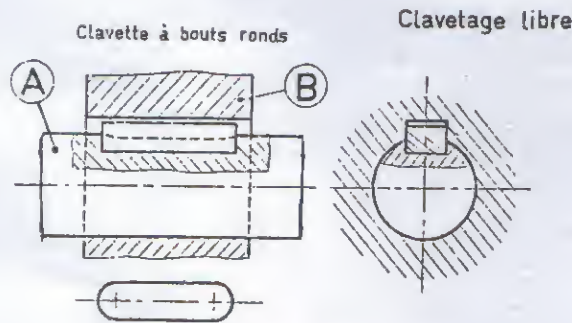
Pour leur montage, la clavette est enfoncée dans les rainures de l'arbre et du moyeu. La rainure de l'arbre est parallèle à l'axe, celle du moyeu est inclinée de 1% par rapport à l'axe. Dans le cas d'utilisation de clavette mince, la rainure de l'arbre est remplacée par un méplat parallèle à l'axe.

2. Le clavetage libre

Dans ce cas la clavette ne présente aucune pente de même que les rainures de l'arbre et du moyeu sont parallèles à leurs axes (fig. 102).

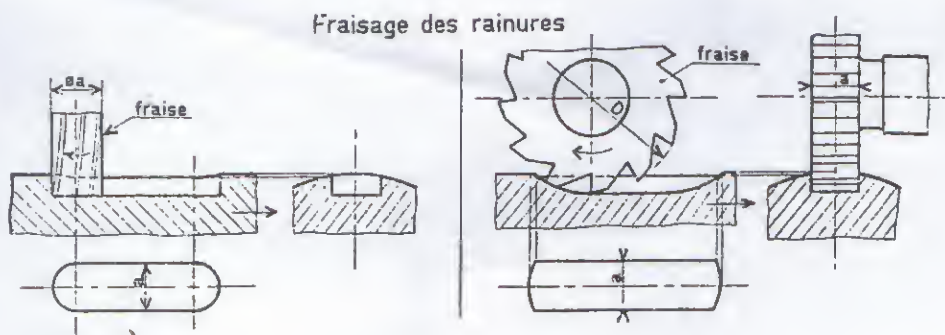
La liaison est partielle et s'effectue par obstacle et en rotation seulement, d'où le moyeu peut coulisser sur l'arbre.

Un léger jeu radial entre la clavette et le fond de la rainure du moyeu facilite leur démontage. Ce type de clavetage ne convient pas pour des assemblages soumis à des mouvements circulaires alternatifs ou à des chocs.



(fig. 102)

Les rainures d'arbres sont obtenues par fraisage en utilisant de préférence une fraise disque ; le fraisage en bout est obligatoire pour les clavettes à bouts ronds et aussi lorsqu'un épaulement de l'arbre risque d'être entaillé par la fraise disque, le fond de la rainure est toujours parallèle à l'axe de l'arbre (fig. 103).

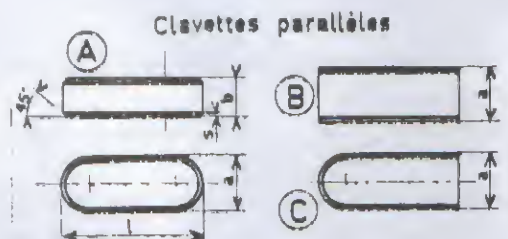


(fig. 103)

On distingue dans ce type :

- Clavettes parallèles ordinaires

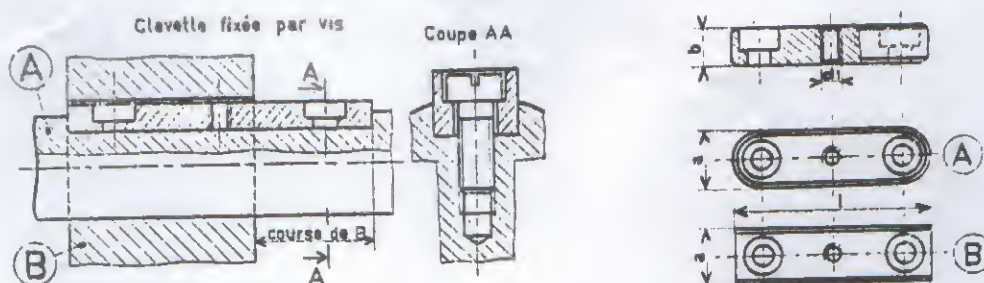
Elles sont à bout ronds ou à bouts plats (fig. 104) et sont utilisées pour le clavetage court ($l < 1,5 d$).



(fig. 104)

- Clavettes parallèles fixées par vis

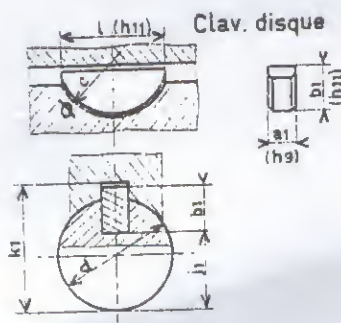
Elles sont à bouts ronds ou à bouts droits (fig. 105) et fixées sur l'arbre par des vis. Elles sont utilisées pour les clavetages longs ($d < l < 2,5d$) et en particulier s'il y a pendant la rotation, un déplacement relatif du moyeu par rapport à l'arbre.



(fig. 105)

- Clavettes disques

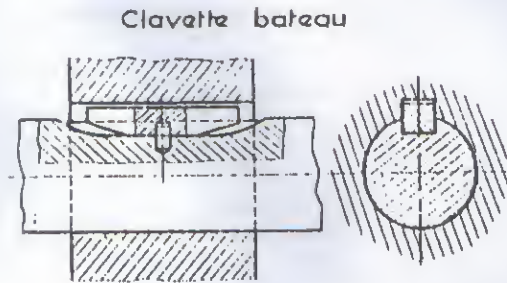
Elles sont en forme de segment de disque et conviennent pour des arbres de petit diamètre transmettant de faibles couples (fig. 106).



(fig. 106)

- Clavettes bateau

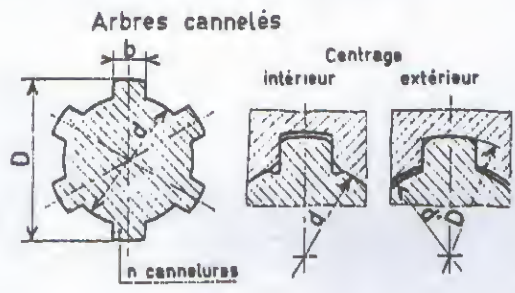
Elles peuvent remplacer les clavettes parallèles à bouts droits à cause de leurs inconvénient (grande longueur, mauvais maintien etc...) fig. 107.



(fig. 107)

- Arbres cannelés

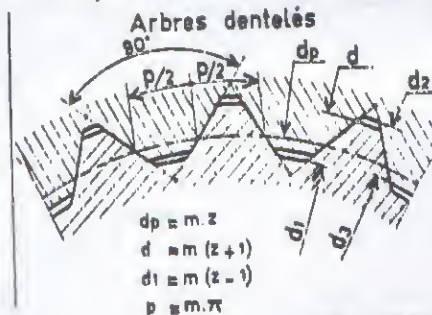
Ils peuvent comporter 6, 8, 10, 16 ou 20 cannelures (fig. 108), obtenues par déformation plastique de l'arbre ; elles sont à flancs plans et parallèles, soit en profil à développante comme les dents d'engrenages. Ils sont surtout utilisés pour la transmission de grands couples.



(fig. 108)

- Arbres dentelés

Les dents sont plus petites et plus nombreuses que les cannelures des arbres précédents d'où transmission d'un couple relativement plus faible (fig. 109).



(fig. 109)

Dans la catégorie des clavettes longitudinales on distingue :

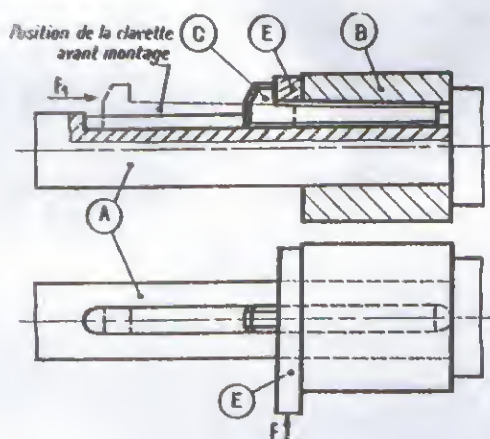
i) Clavettes inclinées à talon

La pièce B mise en position vient buter contre un épaulement de l'arbre A (fig. 110.a), la clavette à talon C, encastrée à mi-hauteur dans une rainure de l'arbre A, est mise en place par chocs successifs imprimés sur le talon qui est chauffeigné, limitant ainsi les risques de matage.



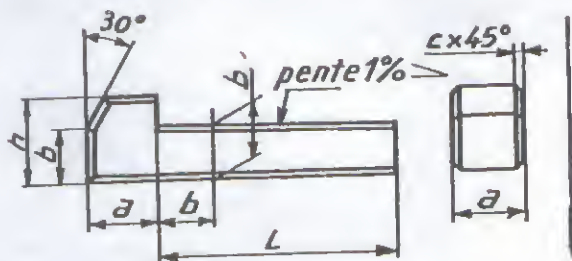
(fig. 110.a)

La rainure pratiquée sur l'arbre peut déboucher ou ne pas déboucher. C'est le talon qui facilite la mise en place et l'enlèvement de la clavette. Car l'enlèvement de la clavette est obtenu en frappant suivant f sur un chasse-clavette E interposé entre le talon de la clavette et la pièce B (fig. 110b).

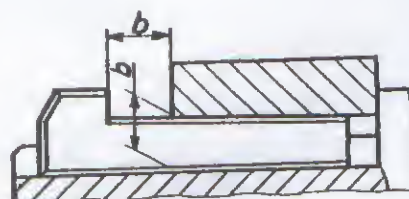


(fig. 110.b)

La cote b (fig. 110.c,d) définit simultanément la hauteur nominale de la clavette et la position de la section nominale de la clavette par rapport au talon.



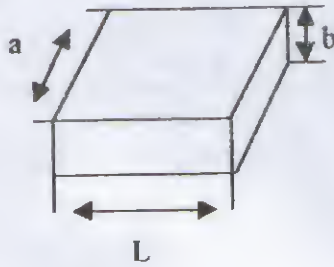
(fig. 110.c)



(fig. 110.d)

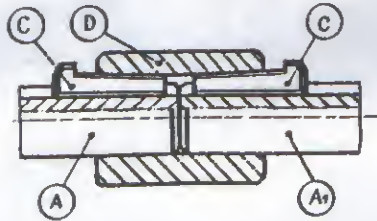
Exemple de désignation :

Clavette inclinée à talon $16 \times 10 \times 45$
(a × b × c)



Exemple d'emploi :

Accouplement fixe de deux arbres par manchon à douilles, utilisé sur mécanisme lent (fig. 110.e) les arbres A et A₁ sont accouplés par l'intermédiaire de la douille D fixée à l'aide de deux clavettes inclinées à talon.



(fig. 110.e)

Tableau des valeurs relatives au clavettes inclinées

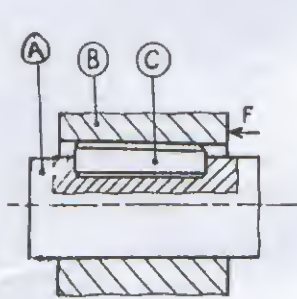
d	a × b	b ₁	Tolérances sur a : h ₉	Tolérances sur b (1)	L		c		h	h ₁	L ₁	
					de	à	min	max			de	à
> 6 à 8	2 × 2		0	0	6	20	0,16	0,25				
> 8 à 10	3 × 3		— 25	— 25	6	36						
> 10 à 12	4 × 4				8	45			7			
> 12 à 17	5 × 5		0	0	10	56	0,25	0,4	8			
> 17 à 22	6 × 6		— 30	— 30	14	70			10			
> 22 à 30	8 × 7	5			18	90			11	8	20	71
> 30 à 38	10 × 8	6	— 36	0	22	110	0,4	0,6	12	10	25	90
> 38 à 44	12 × 8	6			28	140			12	10	32	125
> 44 à 50	14 × 9	6	0		36	160			14	10	36	140
> 50 à 58	16 × 10	7	— 43	0	45	180	0,6	0,8	16	11	45	180
> 58 à 65	18 × 11	7			50	200			18	11	50	200
> 65 à 75	20 × 12	8			56	220			20	12	56	220
> 75 à 85	22 × 14	9	0	— 110	63	250	0,6	0,8	22	14	63	250
> 85 à 95	25 × 14	9	— 52		70	280			22	14	70	280
> 95 à 110	28 × 16	10			80	320			25	16	80	320

Nota : les dimensions b₁, h₁ et L₁ sont applicables aux clavettes minces.

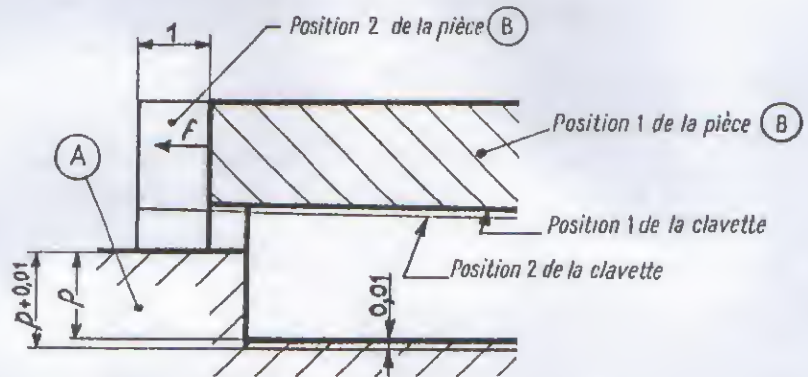
b) Clavettes inclinées sans talon

La position définitive de la pièce B sur l'arbre A (fig. 111.a) ne peut être fixée à priori. Cette position est fonction de la précision apportée à l'usinage des faces inclinées, de la profondeur de logement réalisé sur l'arbre et de l'intensité de la force F.

Exemple : pour une augmentation de 0,01 mm apportée à la profondeur p du logement exécuté sur l'arbre A, l'avance de la pièce B augmente en direction de f d'une valeur égale à 1 mm (fig. 111.b)



(fig. 111.a)

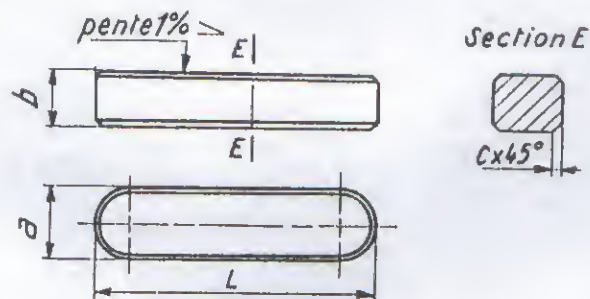


(fig. 111.b)

Les différents types de clavettes inclinées sans talon sont représentés sur la figure 111.c. Les types A et C à bouts ronds ne représentent pas de partie saillante, mais le montage ne pouvant se faire qu'en agissant sur la pièce.

La position de celle-ci sur l'arbre ne peut être très précise. Ce mode de montage limite l'emploi de ce type de clavette au blocage de pièces légères.

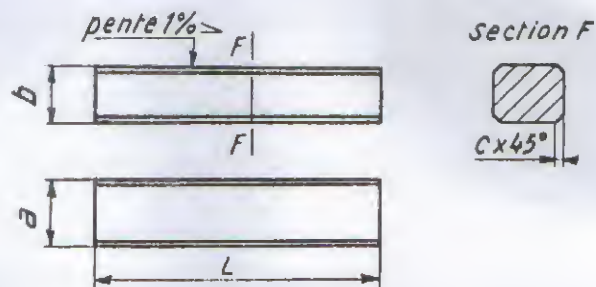
— Les clavettes inclinées de forme A



Désignation.

Exemple : Clavette inclinée, forme A, de $10 \times 8 \times 36$ (E 27-657).

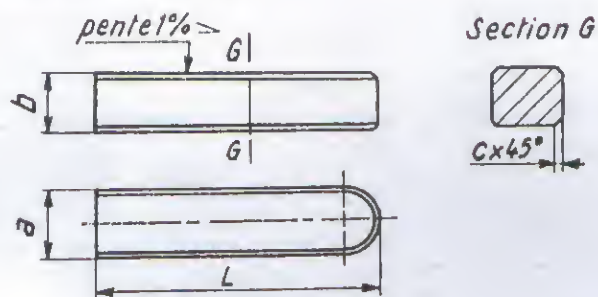
— Les clavettes inclinées de forme B



Désignation.

Exemple : Clavette inclinée, forme B, de $8 \times 7 \times 22$ (E 27-657).

— Les clavettes inclinées de forme C



Désignation.

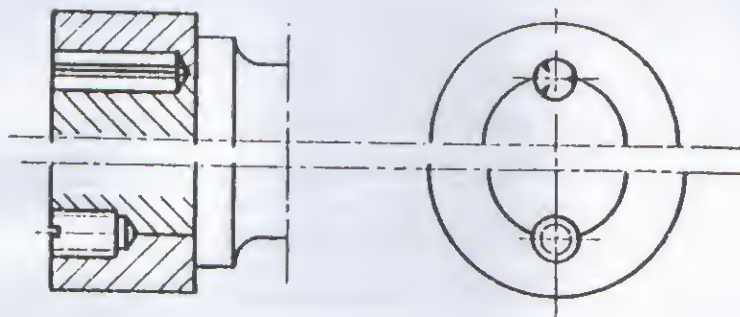
Exemple : Clavette inclinée, forme C, de $12 \times 8 \times 45$ (E 27-657).

(fig.111.c)

Organes de liaison assimilables à des clavettes longitudinales

Pour la transmission de faible couple on peut réaliser des liaisons économiques par l'utilisation :

- a - d'une goupille élastique l (cannelée).
- b - D'un organe placé entre cuir et chair (vis sans tête) fig.112.



(fig. 112)

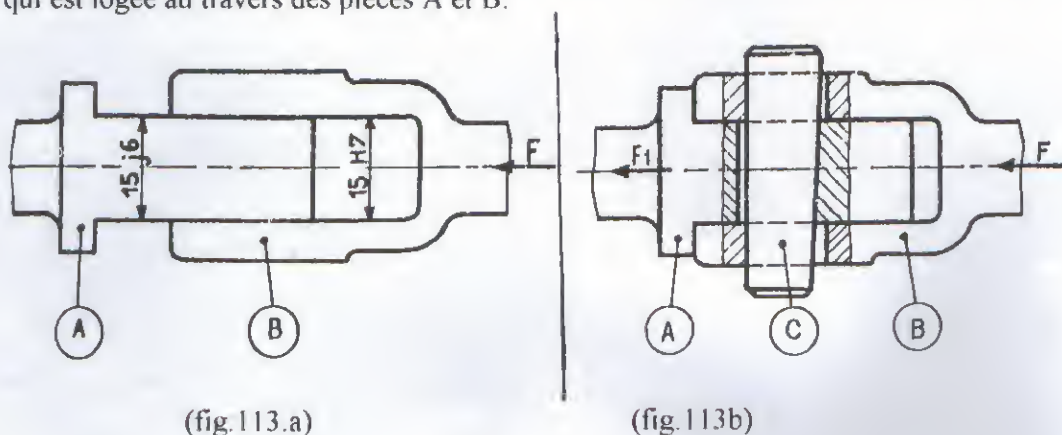
ii) Clavettes transversales

Une clavette transversale est un organe en forme de coin destiné à être logé au travers d'une ou de plusieurs pièces (les deux pièces sont pourvues de mortaises dans lesquelles la clavette s'enfonce comme un coin), réalisant par coincement la liaison complète de ces pièces, tout en assurant une liaison pouvant transmettre de grands efforts axiaux très importants.

Une clavette transversale immobilise en rotation et en translation deux pièces généralement coaxiales.

Montage de la clavette

Considérons l'assemblage des pièces A et B figure 113.a caractérisé par l'ajustement H7/j6. Le montage de la pièce B peut s'effectuer suivant F, l'entraînement en translation (suivant F_1) de la pièce B, figure 113.b, peut être assuré par l'intermédiaire de la clavette C qui est logée au travers des pièces A et B.

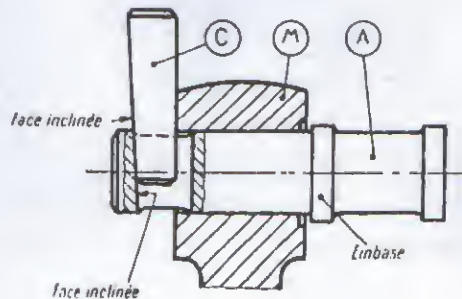


(fig. 113.a)

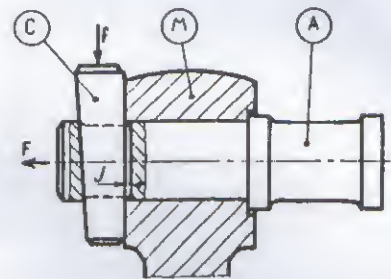
(fig. 113.b)

Dans le cas de la fixation d'un axe sur un moyeu on considère les figures 113.c et 113.d. La clavette transversale C qui présente l'un de ses chants inclinés est engagée dans une mortaise, de forme appropriée, pratiquée au travers de l'axe A. Le chant incliné de la clavette prend appui sur l'une des faces de la mortaise, également inclinée et de même pente. La mise en place de la clavette suivant f (fig. 113.d) provoque le déplacement en direction de F de l'axe A qui muni d'une embase, vient buter contre la manivelle M. Le coincement de la clavette C entre les pièces A et M permet à ces deux pièces d'être solidaires l'une de l'autre.

Pour obtenir un montage rationnel il est indispensable qu'un jeu j subsiste entre la clavette et la mortaise (fig. 113.d). Sous ce jeu le coincement de la clavette contre la manivelle ne pourrait se produire.



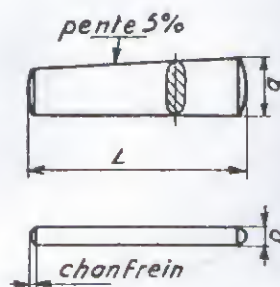
(fig. 113.c)



(fig. 113.d)

Les clavettes transversales ne sont pas normalisées, sauf pour le clavetage sur cône morse où la pente varie généralement de 2 à 10%.

Leur forme et leurs dimensions sont laissées à l'initiative de l'utilisateur. On distingue principalement les clavettes transversales à une pente à chants arrondis (fig. 113.e), leurs extrémités sont chanfreinées, limitant ainsi les risques de matage occasionnés lors de leur mise en place. Leur pente relativement faible (5 à 10%) permet d'obtenir un coincement efficace de pièces liées.

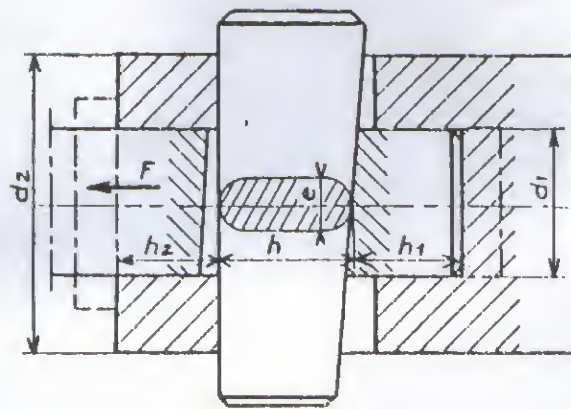


(fig. 113.e)

Dans ce type de clavette on distingue :

1) Clavette sur emmanchement cylindrique

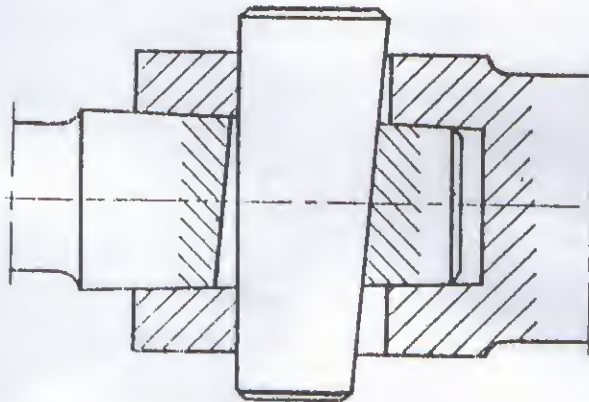
L'usinage des formes cylindriques est facile mais le jeu de montage et les déformations nuisent à la rigidité de l'assemblage (fig. 113.f).



(fig.113.f)

2) Clavette sur emmanchement conique

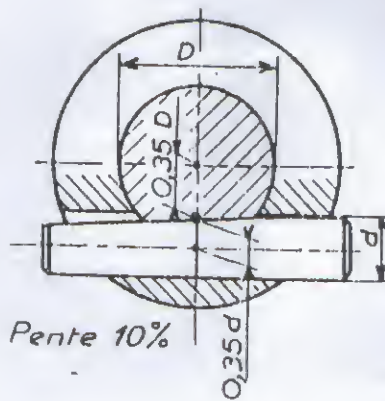
La rigidité de l'assemblage et la coïncidence des axes sont garantis (fig.114).



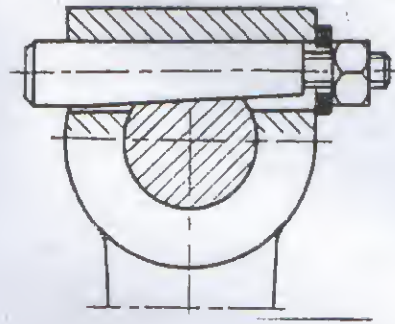
(fig.114)

3) Clavette tangentielle

Le moyeu est percé d'un trou cylindrique, l'axe porte un plat sur lequel vient s'appuyer la face inclinée de la clavette ; la pente est de 5,7 à 8% pour les clavettes « vélo » dont la blocage est obtenu par vissage d'un écrou (fig.115 et fig.116).

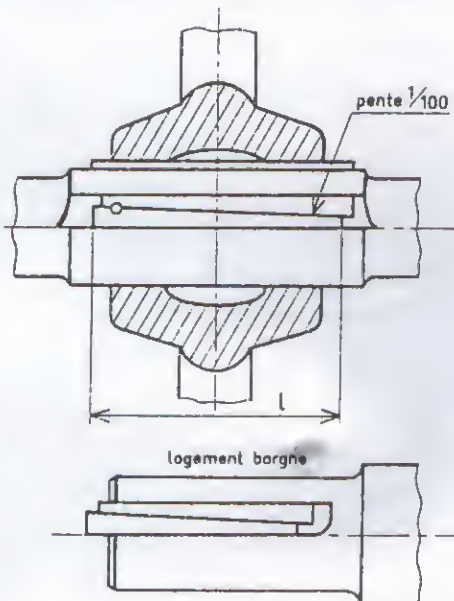


(fig.115)



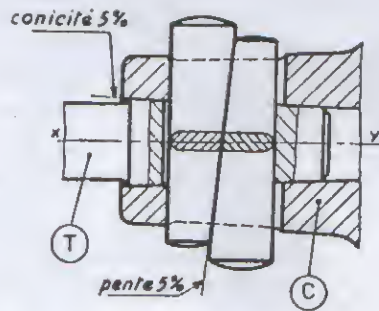
(fig.116)

Des clavettes tangentielleles s'utilisent aussi par paires et s'appuient l'une sur l'autre par une partie inclinée de pente 2%, elles sont donc forcées dans leur logement (fig.117.a).



(fig.117.a)

Dans certains cas du clavierage transversale la liaison peut également être réalisée l'aide de deux clavettes transversales identiques et engagées en sens inverse (fig.117.b)



(fig.117.b)

1.7.3 Assemblages à liaison incomplète (liaisons partielles démontables)

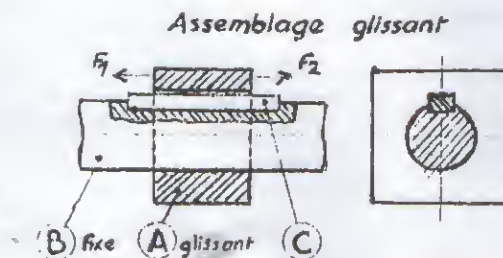
Ces liaisons permettent un certain nombre de mouvement de l'une des pièces par rapport à l'autre ; ce mouvement peut être :

- une translation rectiligne.
- Une rotation autour d'un axe ou autour d'un point.
- Un mouvement hélicoïdal.

Dans cette partie on envisage que les deux premiers cas.

1.7.3.1 Liaison en rotation (assemblages glissants)

Le cas de deux pièces A et B qui doivent être assemblées de façon à leur permettre un mouvement relatif de translation rectiligne (assemblage glissant) par contre ; elles ne doivent pas pouvoir tourner l'une par rapport à l'autre (liaison en rotation) fig.118.



(fig.118)

Pour une telle liaison il faut :

- assurer la mise en position correcte des deux pièces.
- Assurer la liaison en rotation.
- Que le mouvement de translation doit être possible et facile, tout en assurant la possibilité de la course prévue, bon guidage en translation, minimum de frottement (état de surface, graissage et réduction de l'usure).
- Dans certains cas il faut prévoir le blocage dans une position déterminée.
- Facilité d'usinage, montage, démontage et d'entretien.

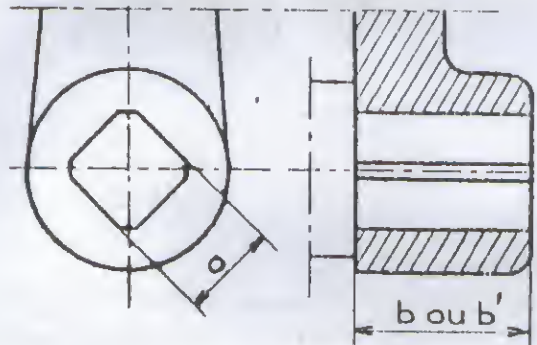
1) Forme prismatique.

Cette forme assure l'immobilisation en rotation des deux pièces et permet le transmission d'un couple important, mais l'usinage est difficile (mortaise) et il est difficile d'obtenir un bon centrage.

On distingue les formes suivantes :

1- section carrée

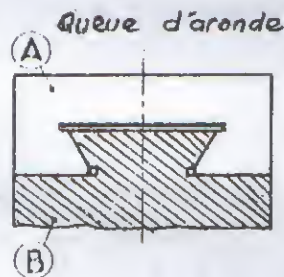
Employée comme carrés de manœuvre des vis de transformation de mouvement (fig. 119).



(FIG. 119)

2- section trapézoïdale

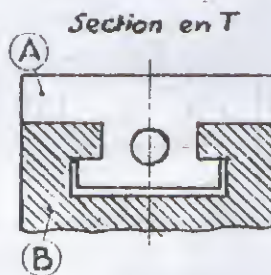
Ou à queue d'aronde, forme utilisée fréquemment pour le guidage des chariots de tour ; mors, mobile d'étau etc. fig. 120.



(fig. 120)

3- section en T

utilisée par exemple pour le guidage des mors d'étau mobile (fig. 121).

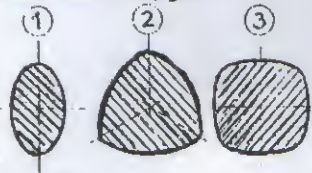


(fig. 121)

4- section « polygon »

Elles donnent un centrage parfait et la possibilité de transmettre un couple important. Section elliptique triangulaire, carrée (fig. 122)

Sections "Polygon"



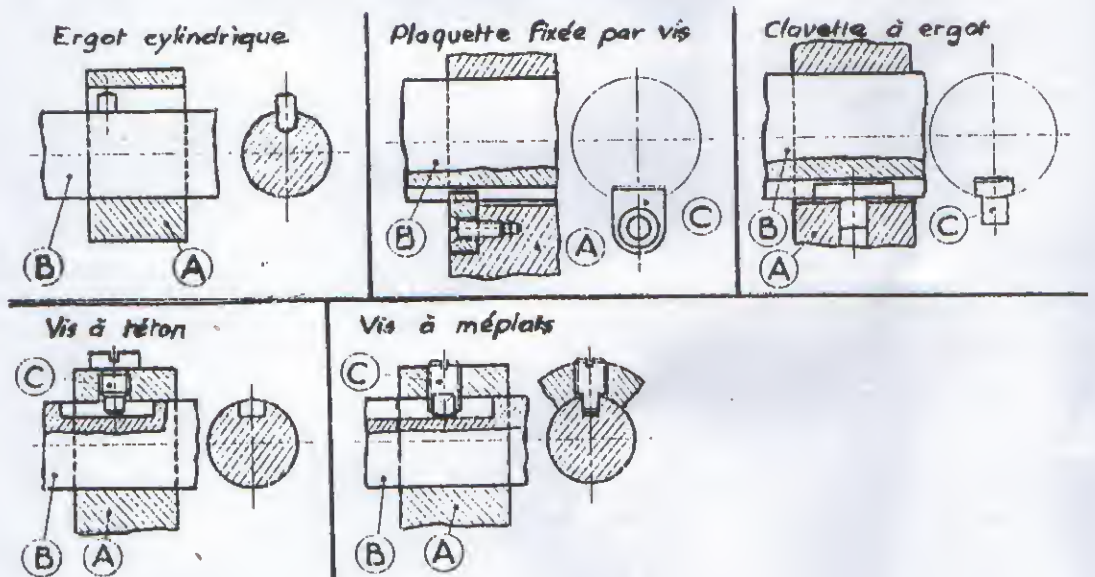
(fig.122)

B Forme cylindrique

Cette forme, susceptible d'un usinage précis, permet un bon ajustement et un bon centrage des 2 pièces. Un obstacle suffit à immobiliser en rotation les deux pièces, le choix de cet obstacle ou dispositif dépend de l'importance du couple à transmettre (pièces en rotation) ou auquel il faut résister (pièces immobiles en rotation). Donc on peut classer ces dispositifs selon :

1. transmission d'un faible couple

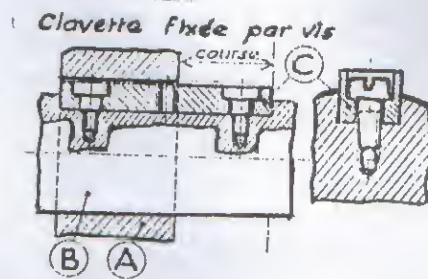
exemple : arbre glissant dans un moyeu fixe, ou inversement ; emploi de vis à téton, érgot, vis à méplat etc. (fig.123)



(fig.123)

2. transmission d'un couple important

Exemple : roue glissant sur un arbre entraîné en rotation (baladeur de boîte de vitesses par ex) emploi d'une clavette parallèle, à bouts ronds ou à bouts droits, pouvant être fixée par vis, clavette disque, clavette bateau etc. (fig.124)

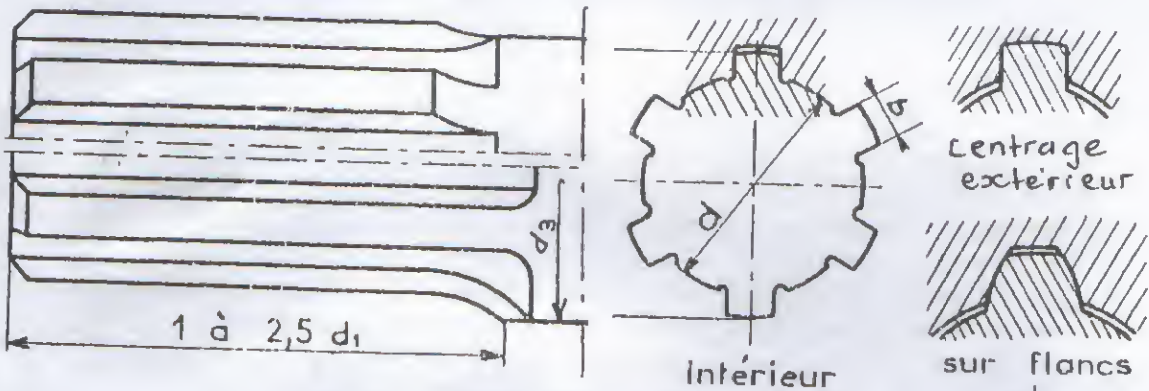


(fig. 124)

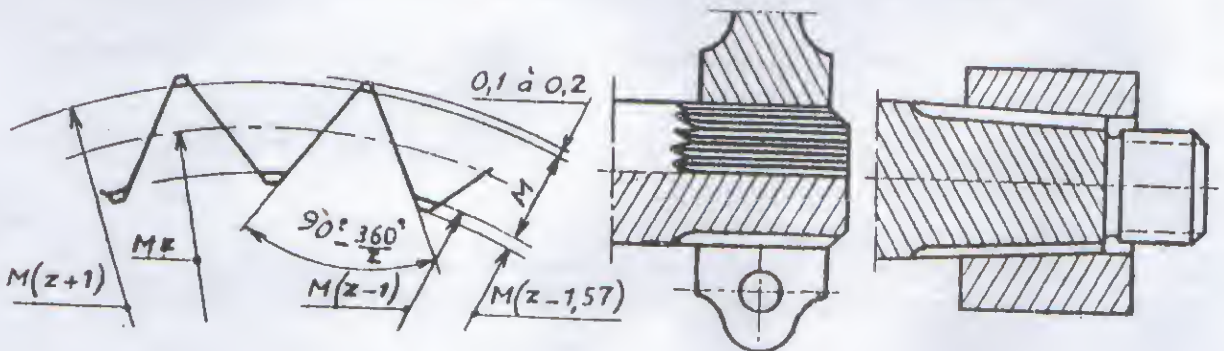
4) transmission d'un couple très important

Lorsque plusieurs clavettes sont nécessaires pour résister en cisaillement, il est préférable d'utiliser un arbre cannelé, s'ajustant dans un évidement de même forme (fig. 125).

On emploie aussi également des arbres dentelés, permettant un réglage facile de la position angulaire des deux pièces (fig. 126).



(Fig. 125)

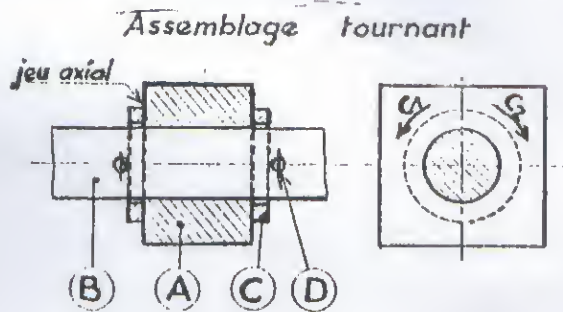


(Fig. 126)

1.7.3.2 Liaison en translation (Assemblages tournants)

Le problème qui se pose est d'assembler deux pièces A et B de façon à leur permettre un mouvement relatif de rotation, d'où leur nom assemblages tournants ; par contre, elles ne doivent pas pouvoir glisser l'une par rapport à l'autre. D'où la nécessité d'une liaison en translation (fig. 127).

Le plus souvent la rotation s'effectue autour d'un axe, la forme cylindrique permet ce mouvement, quelquefois la rotation s'effectue autour d'un point, ce qui nécessite l'emploi de formes sphériques (articulations voir chapitre ci-après).



(fig. 127)

Les conditions à remplir pour une telle liaison :

- Il faut assurer la mise en position correcte des 2 pièces.
- Il faut assurer leur liaison en translation ; le moyen de liaison dépend de la grandeur et du sens de l'effort axial.
- Le mouvement de rotation doit être possible et facile, il faut donc d'abord s'assurer de la possibilité de l'amplitude du mouvement prévu ; rotation complète ou oscillation ; il faut ensuite faciliter le mouvement de rotation par un bon guidage , par une réduction des frottements (matériaux, états de surface, graissage etc.), par une réduction de l'usure etc.
- Il faut penser aussi à la facilité d'usage, de montage et de démontage, et d'entretien.

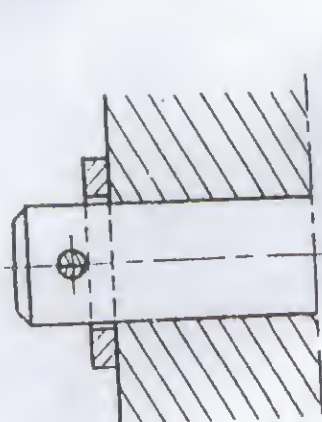
Le choix du dispositif d'immobilisation en translation dépend surtout de l'intensité de l'effort axial F appliqué à l'assemblage.

1. Effort axial peu important

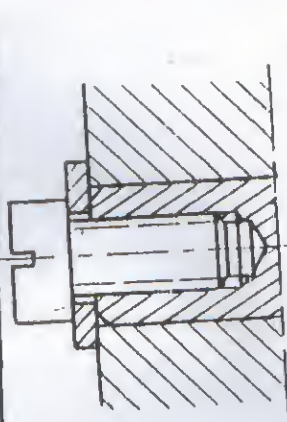
i) En un point quelconque de l'arbre

Il existe plusieurs solutions dont voici quelques exemples :

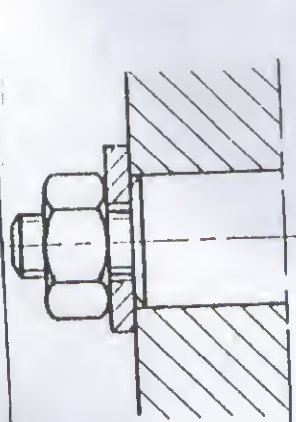
- Rondelle maintenue par goupille (fig. 128), par vis (fig. 129) ou par un écrou (fig. 130).



(fig. 128)

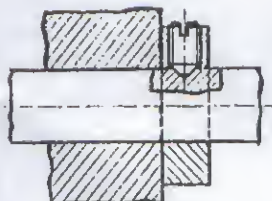


(fig. 129)

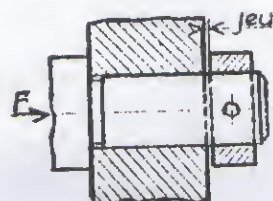


(fig. 130).

- Bague d'arrêt fixée par goupille ou par vis à bout pointu (fig. 131 et 132)

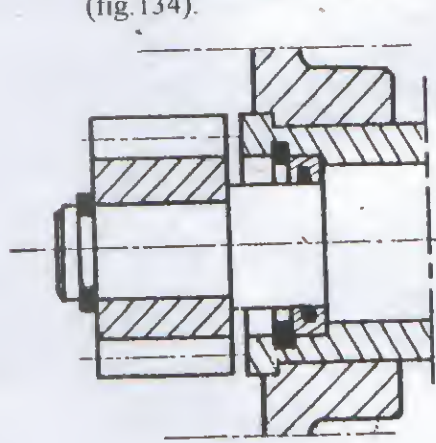


(fig. 131)

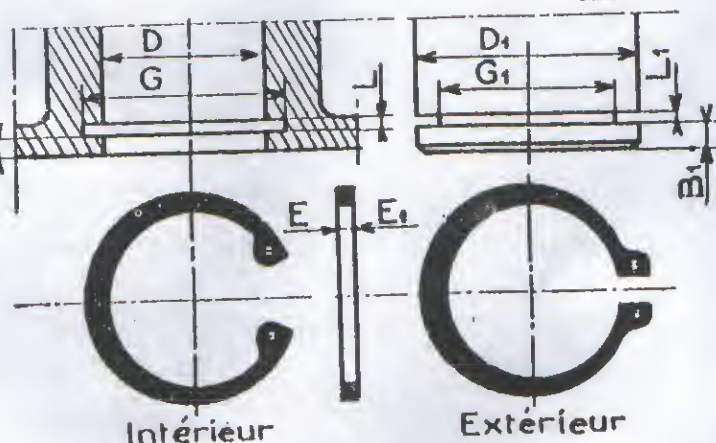


(fig. 132)

- Anneau élastique (circlips) logé dans une forge de l'arbre (fig. 133) ou du moyen (fig. 134).

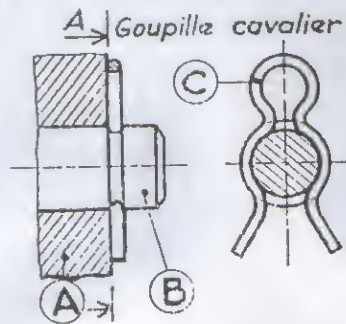


(fig. 134)



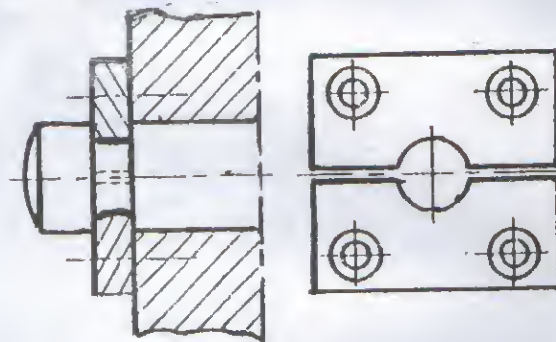
(fig. 133)

- Goupille cavalier (fig.135)



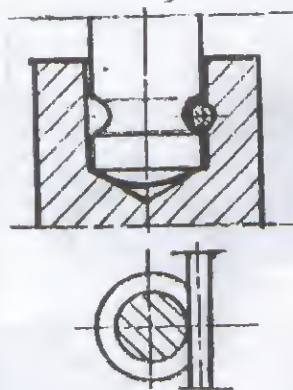
(fig.135)

- Bride d'arrêt, elle s'encastre dans une gorge de l'arbre et doit être en deux pièces dans certains cas une demi bride peut suffire (fig. 136)



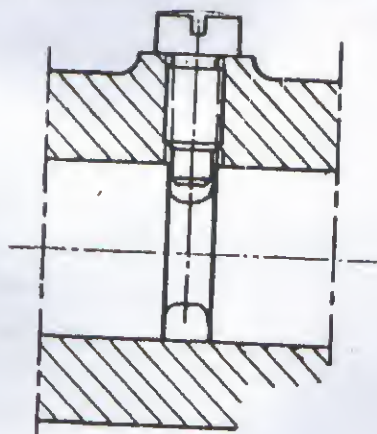
(fig.136)

- Goupilles tangentes, logées dans une gorge de l'arbre (fig.137) un jeu suffisant doit exister entre ces organes et les parois de la rainure afin d'éviter le blocage en rotation.



(fig.137)

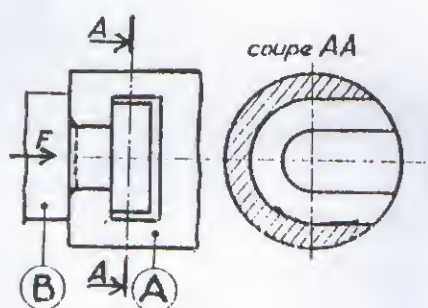
- Vis dont le téton est logé dans une gorge de l'arbre (fig. 138).



(fig. 138)

ii) En bout d'arbre

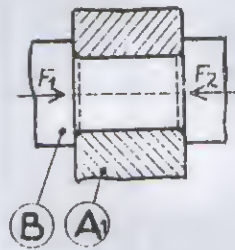
- Rondelle s'appuyant sur le bout d'arbre et fixée par vis voir fig. 129.
- Rondelle s'appuyant sur une embase et fixée par écrou voir fig. 130.
- Embase de l'arbre logée dans une rainure en T débouchant latéralement (fig. 141).



(fig. 141)

2. Effort axial important

- Dans un seul sens : il y a intérêt à transmettre cet effort au bâti par lui même, au moyen d'une embase s'appuyant contre ce bâti. Si l'immobilisation en translation doit être complète, on peut prévoir un autre organe qui, ne supportant pas un effort important.
- Dans les deux sens : il y a intérêt à prévoir une double embase sur l'arbre (fig. 142) ; mais le montage nécessite alors un bâti en deux pièces.

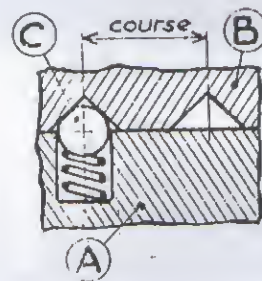


(fig.142)

3. Immobilisation temporaire

Emploi d'un verrou escamotable exemple :

Bille à ressort (fig.143).



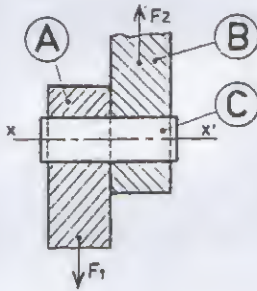
(fig.143)

1.8 ARTICULATIONS

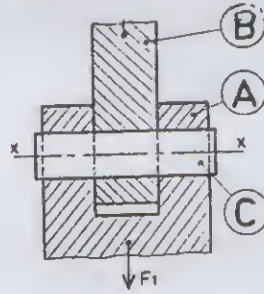
- Une articulation est un assemblage laissant aux deux pièces assemblées :
- soit une possibilité de rotation ou d'oscillation autour d'un axe d'ou articulation cylindrique ex : articulation des deux branches d'un compas, d'une pince. etc..
 - Soit une possibilité d'oscillation autour d'un point d'ou oscillation à rotule.
- Ex : montage d'une tête à vérin.

1.8.1 Articulations cylindriques

Le plus souvent ; la rotation de la pièce mobile s'effectue autour d'une pièce cylindrique appelée axe d'articulation. Donc dans une articulation on a une pièce fixe A, une pièce mobile B et un axe d'articulation C (fig. 144 et 145).



(fig. 144)



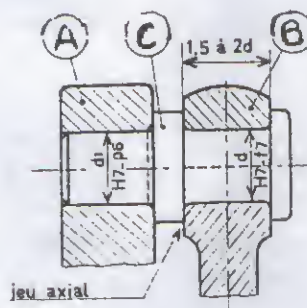
(fig. 145)

- D'après la position relative de la pièce fixe A et de la pièce mobile B, on distingue :
- l'articulation simple (ou en porte a faux) ^{fig 144} dans laquelle les pièces A et B sont juxtaposées.
 - L'articulation à chape ^{fig 145} dans laquelle l'extrémité de la pièce mobile B vient se loger dans l'extrémité de la pièce fixe A, qui a la forme d'une fourche ou chape.

1.8.2 Articulation simple

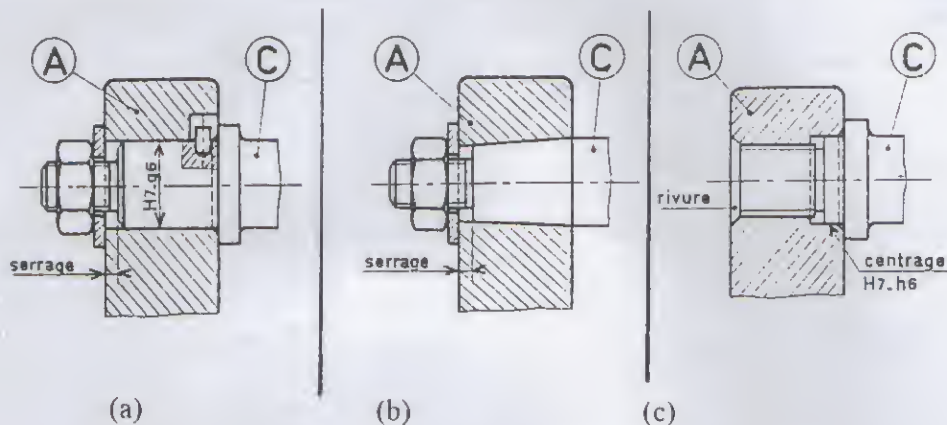
L'organe de liaison est un axe lié rigidement à l'aide des pièces ; par suite du porte-a-faux de l'axe ce qui est très défavorable au point de vue résistance donc l'axe doit être gros et court.

L'ajustement et la longueur de guidage l sont choisies de façon à obtenir un jeu convenable pour le fonctionnement (ajustement libre ou tournant) (fig. 146)



(fig. 146)

Le centrage est obtenu par un emmanchement cylindrique bien ajusté ($H7/g6$ ou $H7/g6$). Quelquefois par un emmanchement conique (fig. 147.a, b, c)



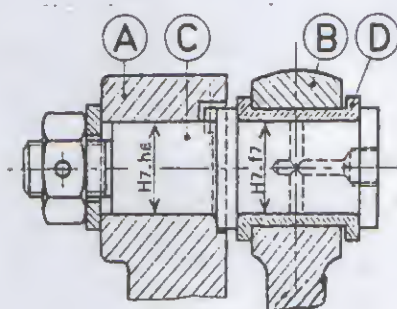
(fig.147)

La liaison en rotation est obtenue par emmanchement forcé, par ergot, par vis entre cuir et chair, par adhérence (fig. 148).

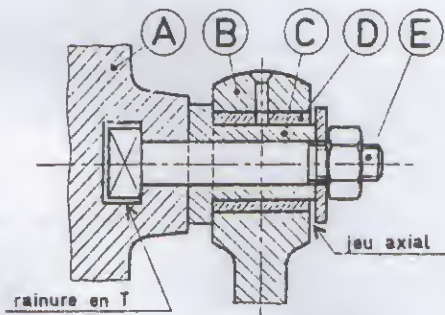
La liaison en translation dans le cas d'un emmanchement cylindrique, elle est obtenue en serrant la pièce fixe entre un épaulement de l'axe et une rondelle serrée par écrou ou entre un épaulement et une rivure. Dans le cas d'un emmanchement conique, il suffit de serrer en bout par rondelle et écrou (fig. 148).

1.8.3 Exemple d'articulations simples

Articulation d'une bielle sur une manivelle (fig. 149) articulation sur un plateau manivelle à rayon variable



(fig.148)



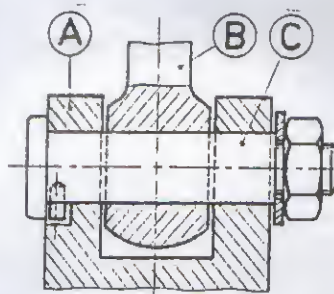
(fig.149)

1.8.4 Articulation à chape

L'extrémité de la pièce mobile B vient se loger dans la pièce fixe A qui a la forme d'une fourche ou chape. L'axe d'articulation C est immobilisé en rotation par un ergot et en translation par la rondelle et l'écrou. Donc la pièce B est guidée en rotation autour de l'axe C.

Normalement une douille (bague) non représentée sur la figure.150 doit être interposée entre l'axe C et la pièce B limite les pertes en frottement. La rotation de la pièce B est

limitée par l'autre extrémité de la chape, à moins que la pièce B n'ait une forme de révolution (galet par exemple).

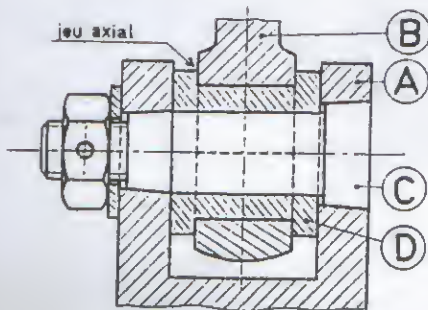


(fig. 150)

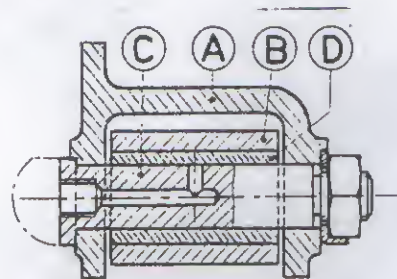
L'axe est maintenu à ses extrémités, ce qui est favorable que le montage en ~~porte~~ à ~~faux~~, donc elle peut supporter des efforts plus importants (favorable à une bonne résistance).

Exemple d'articulation à chape :

- articulation du pied de bielle d'une machine sur le coulisseau (fig. 151).
- articulation d'un ressort à lames sur son support (fig. 152).

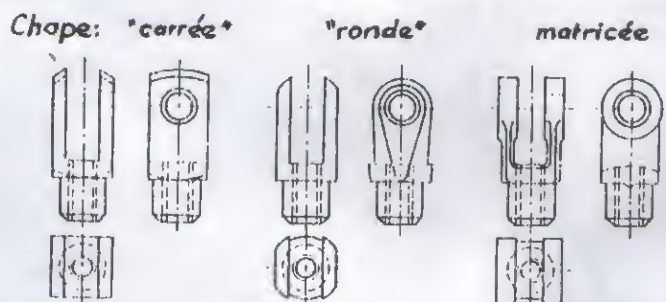


(fig. 151)



(fig. 152)

Il existe 3 formes de chapes normalisées pour tringlerie (fig. 153), usinée dans un fer carré, dans un fer rond et obtenue par matriçage.



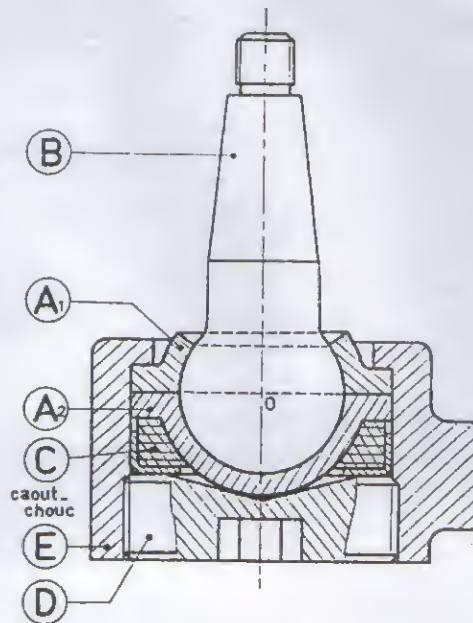
(fig. 153)

1.8.5 Articulation à rotule (sphérique).

C'est un guidage de deux pièces autour d'un point, d'où la surface d'assemblage des deux pièces est une sphère.

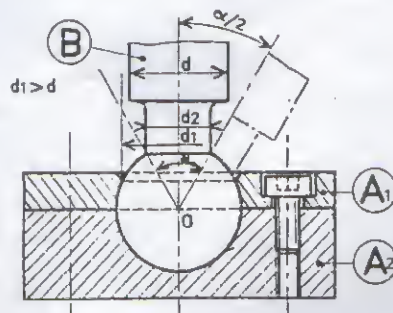
L'une des pièces B se termine par une portion de sphère partie convexe ou rotule, l'autre pièce A présente un évidement sphérique, partie sphérique concave, dans lequel se loge l'extrémité de B.

La pièce B peut donc pivoter dans tous les sens autour du centre de la sphère (fig. 154).



(fig. 154)

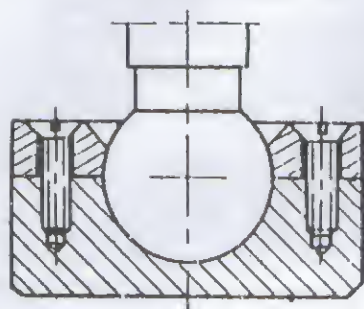
Les deux pièces ne peuvent être assemblées que si A est en deux pièces A_1 et A_2 (fig. 155) chacune d'elles comportant une demi sphère creuse au maximum ; pour que A_1 puisse être monté, il faut de plus que $d_1 > d$. L'effort principal doit porter de B sur A_2 , la pièce A_1 n'étant prévue que pour compléter la liaison des deux pièces ; la surface sphérique de A_1 peu donc être réduite l'amplitude du mouvement est toujours faible ; elle est en effet limitée à l'angle α ; les positions extrêmes correspondant au contact de B contre A_1 .



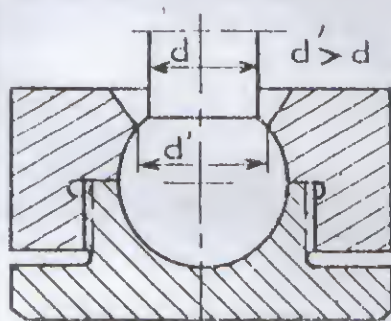
(fig. 155)

Il faut toujours prévoir des trous et rainures de graissage ou un graissage permanent, ou un revêtement de Téflon, éviter aussi l'introduction de poussière par l'emploi de joints

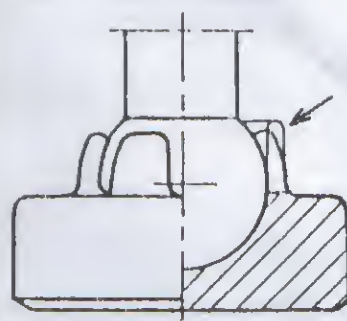
d'étanchéité. Donc la demi sphère creuse supérieure appartient à une bride rapportée par vis (fig. 156) à une bague filetée (fig. 157) ou bien est obtenue par déformation, au montage d'une couronne cylindrique entaillée (fig. 158).



(fig. 156)



(fig. 157)

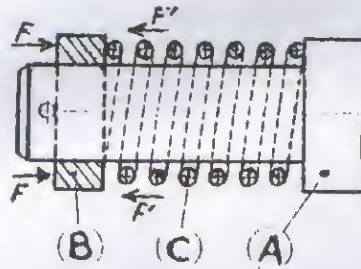


(fig. 158)

1.9 Liaisons élastiques

Il s'agit d'assurer la liaison incomplète de deux pièces A et B (fig. 159) à l'aide d'un organe de liaison flexible permettant un mouvement de rotation ou de translation de l'une des pièces par rapport à l'autre. Ce mouvement est généralement de faible amplitude et dont l'organe de liaison peut être métallique (ressort) ou non métallique (bloc en caoutchouc). Sur la figure 159 la pièce mobile B peut glisser sur la pièce A, sous l'action de la force F, en comprimant le ressort C ; dès que cesse cet effort, le ressort rappelle la pièce mobile dans sa position initiale, grâce à l'énergie qu'elle avait accumulée pendant sa déformation (grâce à son élasticité).

Assemblage élastique



(fig. 159)

Les liaisons élastiques amortissent les chocs et vibrations, et rendent les machines plus silencieuses.

Les ressorts sont particulièrement employés :

- Pour amortir des chocs (engins de forage ; marteau pilon – véhicules ferroviaires ; amortisseurs de tampons de wagon).
- Pour limiter les vibrations et améliorer la suspension (automobiles).
- Pour produire un mouvement (mécanique, horlogerie, outils de découpage et de cambrage, jouets mécaniques).
- Pour maintenir en contact, sous une pression constante, deux organes assemblés (rondelles-frein, soupapes, graisseurs).

Le choix s'effectue d'après la nature du mouvement (rotation ou translation), l'amplitude du mouvement, la force à exercer ou l'énergie à accumuler, l'encombrement, le prix de revient etc...

Les plus utilisés sont les ressorts à lames, en hélice, en spirale.

Liaison élastique métallique

1.9.1. les ressorts

Un ressort est un organe mécanique dont la forme et le matériau ont été choisies de façon à être susceptible :

- De subir, sous l'action d'une force de grandes déformations élastiques.
- De reprendre sa forme initiale, lorsque l'action de cette force cesse.

Les ressorts sont exécutés principalement en acier, certains sont en cuivre, en maillechort ou en bronze, mais ils présentent alors une faible élasticité. Les aciers utilisés pour leur fabrication sont :

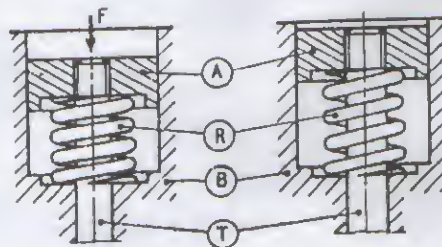
- Aciers au nickel (10N8).
- Aciers au carbone de nuance mi-dûre à dure (XC55 à XC85), aciers manganosilicieux (55S7).
- Aciers alliés au Cr-Va, au Cr-Mn, au Cr-S, aciers inoxydables 18-8.

En général les matériaux utilisés pour la fabrication des ressorts doivent posséder :

- Des contraintes élevées (grandes déformations).
- Une charge limite élastique élevée (déformation élastique).
- Une grande résistance à la fatigue (efforts alternés, de haute fréquence par exemple soupape).
- Résistance à la corrosion, amagnétisme, résistance aux basses et hautes températures.

1.9.1.1 Mode d'action

Les pièces A et B (fig.160) sont liées par le ressort R guidé par la tige T. La force F exercée sur la pièce A comprime le ressort et modifie la position de A par rapport à B. Pendant la déformation le ressort accumule de l'énergie, la déformation étant élastique, le ressort tend à reprendre sa forme et ses dimensions initiales, et exerce donc, en sens inverse de la force F qui le déforme, une force F' égale et directement opposée. Lorsque la force F cesse d'agir, la force F' ramène la pièce A à sa position initiale ; le ressort restitue alors l'énergie qu'il avait emmagasiné pendant sa déformation. De même que pour les ressorts à lames ou la flèche f est proportionnelle à l'effort F et réciproquement, d'où réglage facile de la force par variation de la flèche ; l'énergie emmagasinée est proportionnelle à F et à f (fig.161.a et b).



(fig.160).

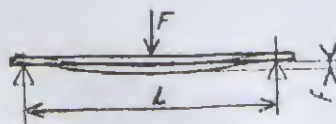


$$f = FL^3 / 3EI$$

$$\sigma_{\max} = M_{f\max} / (I/v)$$

$$M_{f\max} = FL; I/v = la^2/6$$

(a)



$$f = FL^3 / 48EI$$

$$\sigma_{\max} = M_{f\max} / (I/v)$$

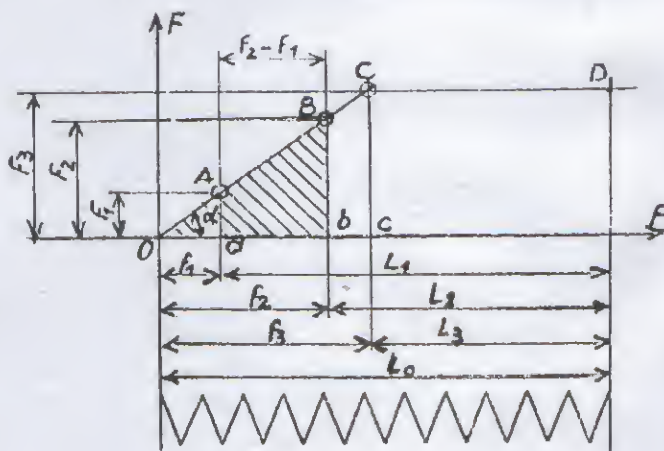
$$M_{f\max} = FL/4$$

(b)

(fig.161)

1.9.1.2 Graphisme et déformation

La déformation étant proportionnelle à l'effort, la courbe de déformation est une droite OC (fig.162) ; le travail de déformation est proportionnel à l'aire du triangle OAa pour un effort F_1 .



L_0	Longueur à vide
F_1	tension initiale
f_1	flèche de pose
L_1	Longueur de pose
F_2	charge de travail
f_2	flèche correspondante
$f_2 - f_1$	course de l'organe commandé
L_2	Longueur sous charge F_2
F_3	charge maximale (spiras jointives)
f_3	flèche maximale
L_3	Longueur minimale (spiras jointives)
F/F	flexibilité = $\cotg. \alpha = c^e$
W_2	énergie emmagasinée = $F_2 \cdot f_2 / 2$
W_{21}	travail de détente de L_2 à L_1 : $\frac{1}{2} (F_2 \cdot f_2 - F_1 \cdot f_1)$

(fig.162)

1.9.1.3 Différents types de ressorts

Pour obtenir de grandes déformations élastiques, il faut utiliser des sollicitations qui donnent de grandes déformations. Suivant ces sollicitations imposées, le ressort peut : se tordre (fig. 163.a) ou fléchir (fig. 163.b). Donc ce sont :

- Les ressorts de flexion .
- Les ressorts de torsion.



(a)



(b)

(fig. 163)

1. Ressorts de tension

a) Barre de tension

Une barre métallique, section circulaire pleine ou creuse, dont une extrémité est fixe et dont l'autre extrémité est soumise à l'action d'un couple, constitue une barre de torsion (fig. 164). La déformation est angulaire, et elle proportionnelle au moment du couple et à la longueur de la barre.

Emploi : suspension de voiture.



$$\begin{aligned} M &= F \cdot R \\ \alpha &= M L / G I_o \\ I_o &= \frac{\pi d^4}{32} \text{ ou } I_o = \frac{\pi}{32} (D^4 - d'^4) \end{aligned}$$

(fig. 164)

b) Ressorts en hélice (ou ressorts à boudin)

La réalisation de tels ressorts est obtenue par l'enroulement d'un fil, généralement en acier, suivant une hélice cylindrique. La section du fil est généralement circulaire, dans certains cas cette section est carrée ou elliptique (fig. 165).

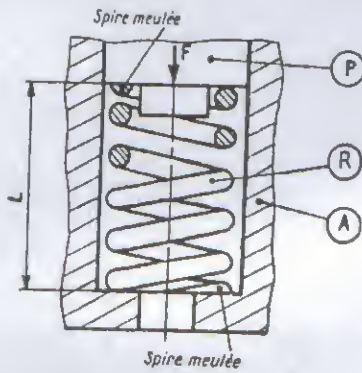


(fig. 165)

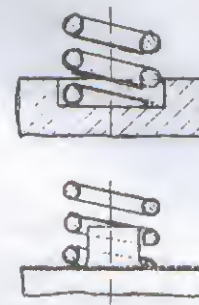
Sous l'action d'une force axiale, la longueur du boudin augmente ou diminue, mais le métal subit une contrainte de torsion.

Dans le cas où la force axiale tend à diminuer sa longueur, il est dit ressort de compression (fig. 166). Le gidage d'un tel ressort s'effectue par l'intérieur ou par l'extérieur (fig. 167).

Il est nécessaire qu'un ressort de compression présente des surfaces d'appui planes perpendiculaires à son axe. Les spires extrêmes sont pour cette raison rapprochées et meulées.

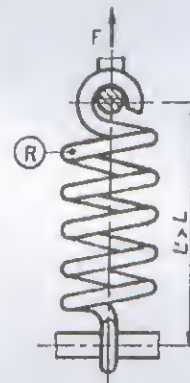
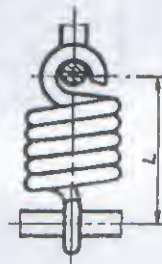


(fig. 166)



(fig. 167)

Et dans le cas où la force axiale tend à augmenter sa longueur, il est dit ressort de traction (fig. 168). De par son mode d'action, un ressort de traction doit présenter ses spires extrêmes recourbées en forme de crochet.



(fig. 168)

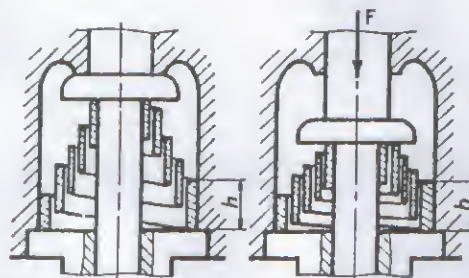
Les ressorts en hélice sont très utilisés : suspension de véhicules, ressorts de soupapes, ressorts d'embrayage etc..

c) Ressorts en volute

Ces ressorts sont employés principalement pour amortir des chocs ou des efforts très importants (amortisseurs de tampons de wagons).

Ils sont utilisés uniquement pour résister aux efforts de compression.

La section de la lame qui les constitue diminue avec le rayon d'enroulement de ressort, d'où la déformation s'effectue par pénétration des spires les une dans les autres (fig. 169).



(fig. 169)

d) Représentation

Désignation du ressort	Représentation		
	vue extérieure	vue en coupe	vue schématisée
cylindrique de compression			
cylindrique de traction			
en volute			

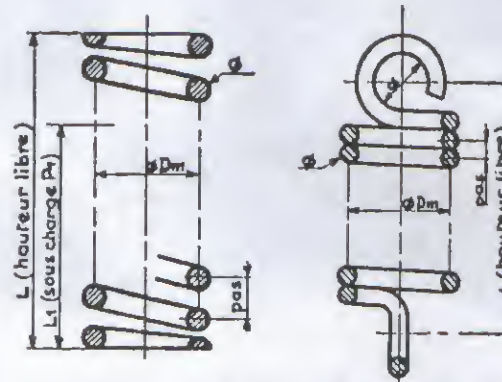
e) Cotation

Elle est indiquée principalement sur la figure 170 et par :

- les dimensions de la section du fil.
- Les caractéristiques de l'hélice : sens, pas, nombre de spires utiles (n_u) ou totale ($n_t = n_u + 2$). Le pas sera calculé en considérant une charge d'application nulle ; à noter que pour un ressort de traction à spires jointives, la valeur du pas est égale au diamètre du fil.
- le diamètre moyen d'enroulement D_m .
- la hauteur libre L du ressort, correspondant à une charge d'application nulle.
- La charge d'application considérée P_1 et la hauteur L_1 correspondante.
- la charge maximale P que peut supporter le ressort.
- la flexibilité du ressort :

$$F = \frac{L - L_1}{P_1}$$

La cotation d'un ressort de traction devra comporter également les dimensions nécessaires à la réalisation des crochets.



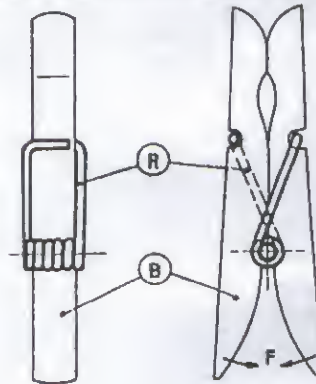
(fig.170)

2. Ressorts de flexion

a) Les ressorts cylindriques à action angulaire à droite ou gauche.

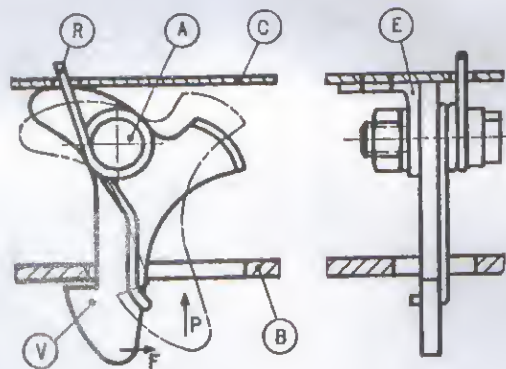
Pour diminuer l'encombrement, la forme donnée à ces ressorts est obtenue par l'enroulement d'une lame ou d'une barre, dont la section est constante, suivant une spirale ou une hélice. Dans les deux l'une des extrémités est fixe l'autre est soumise à l'action d'un couple qui détermine une augmentation de la courbure, d'où contrainte de flexion.

Exemple : ressort de pince à linge (fig.171), la force exercée sur les branches de l'épingle, crée un couple qui tend à enrouler le ressort R.



(Fig.171)

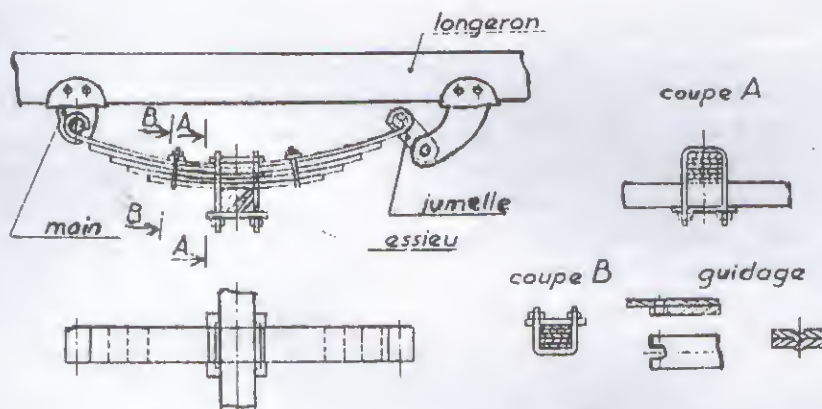
Un autre exemple est celui représenté sur la figure 172 du montage d'un verrou de sécurité utilisé pour la fermeture d'un capot d'automobile, un ressort de flexion R maintient le verrou à l'intérieur d'une encoche pratiquée dans le boîtier de fermeture B. La levée du capot, suivant P, est obtenue en exerçant une poussée F sur le verrou qui oscille autour de l'axe A. Le verrou est représenté sur la figure, en position de fermeture par un trait continu fort ; en position d'ouverture sa forme est esquissée en trait mixte fin.



(fig.172)

b) Ressorts à lames

Les ressorts à lames sont particulièrement employés comme ressorts de suspension sur les automobiles pour lesquelles ils réalisent la liaison élastique entre le châssis et les essieux (fig.173).



(fig.173).

Ils sont destinés à amortir les chocs dus aux inégalités de la route et à améliorer la suspension du véhicule. Ils sont formés par une lame maîtresse (la plus longue) et de lames auxiliaires, de même longueur et de même épaisseur mais de longueur décroissante, légèrement cintrées à vide.

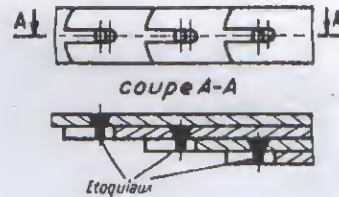
-Liaison des lames entre elles.

Les lames sont liées en leur milieu par un boulon (fig. 174), leur position relative en rotation est assurée par de petits ergots appelés étoquiaux qui s'encastrent dans des rainures pratiquées sur les lames inférieures (fig. 175).

Lorsque le ressort fléchit, ce dispositif permet à chacune des lames de glisser l'une par rapport à l'autre suivant leur sens longitudinal.



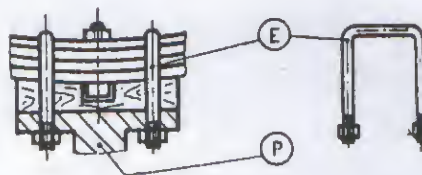
(fig. 174)



(fig. 175)

-fixation du ressort sur l'essieu (fig. 176).

Le ressort est fixé, à sa partie médiane, à un patin P par l'intermédiaire de deux étriers E. Afin d'assurer la position du ressort par rapport à l'essieu, on interpose entre les lames et le patin un taquet de bois ou de fibre dans lequel vient se loger la tête du boulon servant à la fixation des lames.

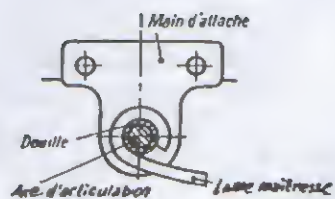


(fig. 176)

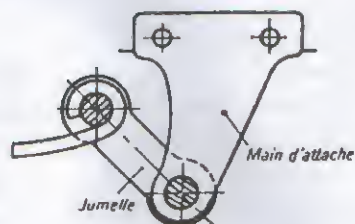
- fixation du ressort sur le châssis.

Le ressort est fixé en deux points au châssis par sa lame maîtresse dont chaque extrémité est enroulée en forme d'œil (fig. 177a et b).

La flexion du ressort ayant pour effet de faire varier la distance entre les deux points d'attache, il est nécessaire de prévoir un dispositif à simple et double articulation permettant ainsi de réaliser cette variation de longueur (fig. 178). L'une des extrémités de la lame maîtresse sera fixée par simple articulation sur une pièce, appelée main d'attache, qui est rivée ou boulonnée au châssis, l'autre extrémité étant reliée au châssis par l'intermédiaire d'une double articulation ou jumelle.



(a)



(b)

(fig.177)



(fig.178)

c) Représentation

Désignation du ressort	Représentation		
	vue extérieure	vue en coupe	vue schématisée
cylindrique à action angulaire, à droite			
cylindrique à action angulaire, à gauche			
à lames			

d) Cotation

Elle est indiquée principalement pour un ressort à lames par :

- les dimensions de la section et la longueur des lames (la longueur de la lame maîtresse étant la longueur caractéristique du ressort) ;
- le nombre de lames ;
- la hauteur libre L du ressort correspondant à une charge d'application nulle (fig. 179) ;
- la charge d'application considérée P_1 et la hauteur L_1 correspondante ;
- la charge maximale P que peut supporter le ressort ;
- la flexibilité du ressort :

$$f = \frac{L - L_1}{P_1}$$

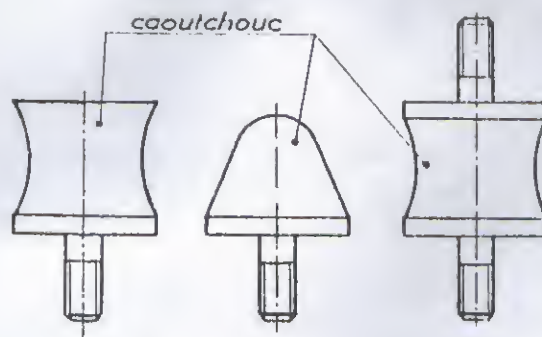
Nota : en construction automobile, la flexibilité s'exprime en mm de flexion pour 100 kg de charge d'application.



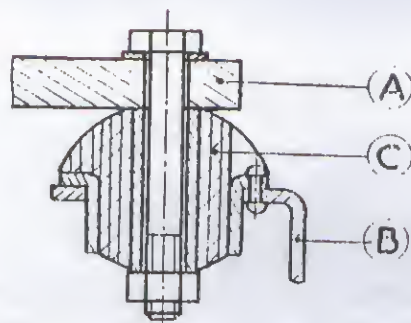
(fig. 179)

1.9.2 Liaison élastique non métallique

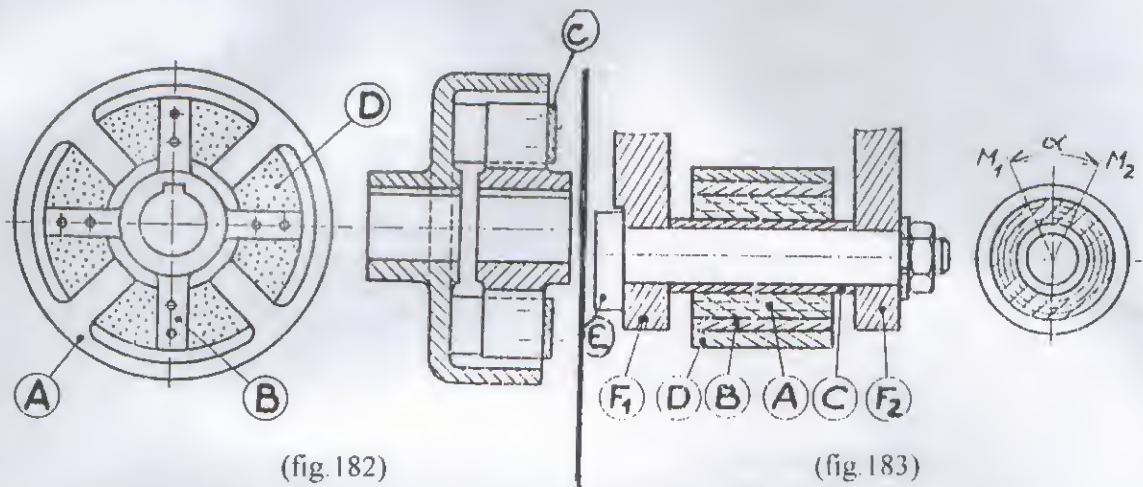
1. Matériaux utilisés : le caoutchouc, naturel ou synthétique, pour sa grande élasticité et sa propriété d'amortir les vibrations ; des élastomères de synthèse (chlorure de polyvinyle, silicones, etc.) ; le cuir, le feutre ; des liquides (huile) ou des gaz, etc.
2. Emploi : nombreux ; voici quelques exemples :
 1. Amortissement de chocs : butées élastiques (fig. 180).
 2. Amortissement de vibrations : interposition d'un bloc élastique entre l'appareil qui vibre et son support ; exemple : suspension élastique d'un moteur (fig. 181).
 3. Liaison élastique de 2 arbres : transmission par tampons, par disques, par bracelets, par courroie, etc. exemple : manchon souple (fig. 182).
 4. Articulation élastique ou Silentbloc ; exemple : articulation d'une lame de ressort sur son support ; la douille de caoutchouc A, qui adhère aux bagues métalliques B et C solidaires respectivement de la lame D et de l'axe E, se déforme lorsque D tourne par rapport à E ; d'où articulation sans frottement et sans bruit. Angle de torsion maximal $\alpha = 35^\circ$ (fig. 183).



(fig.180)



(fig.181)

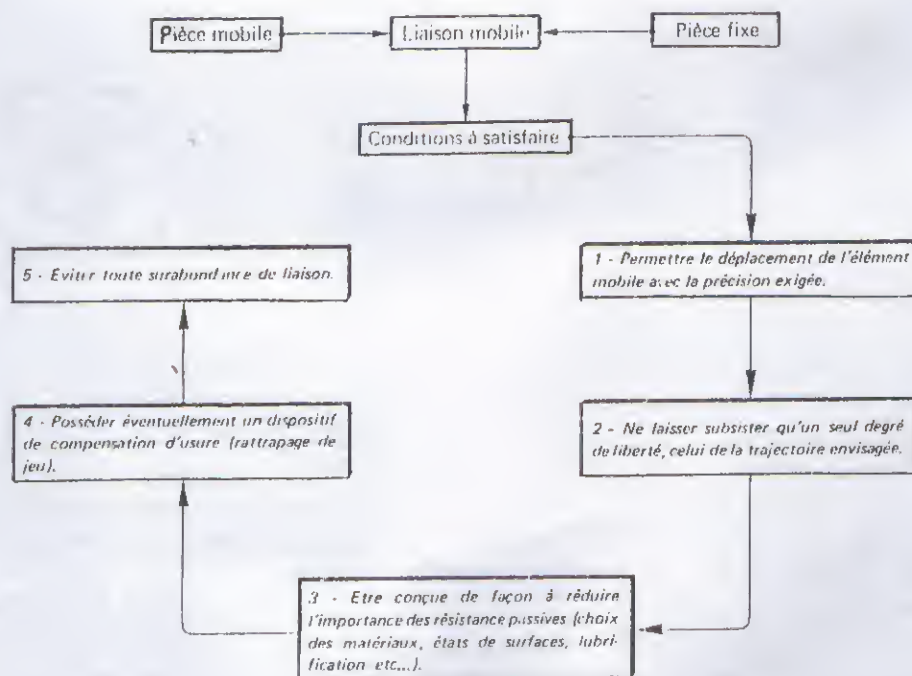


2. Guidage

Lorsque le déplacement d'une pièce par rapport à une autre, doit se faire suivant une trajectoire bien définie sous l'effet d'une force ou d'un couple c-a-d maintenir la pièce sur sa trajectoire dans une position bien déterminée, et malgré les efforts qui la sollicitent. C'est la liaison de la pièce mobile par rapport aux organes fixes de la machine qui constitue le guidage. Les guidages sont très importants en pratique, car d'autres sollicitations tendent à modifier cette trajectoire et à communiquer à la pièce mobile un déplacement autre que celui désiré.

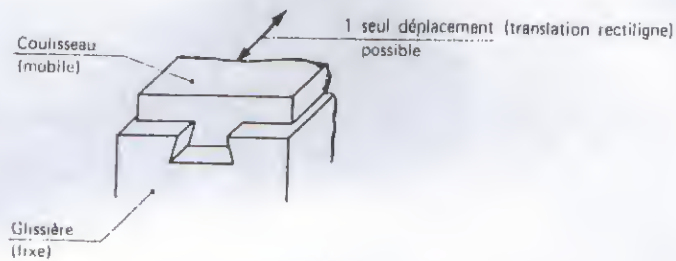
Les deux mouvements les plus fréquents dans les machines étant le mouvement rectiligne et le mouvement circulaire d'où le guidage en translation et le guidage en rotation.

2.1 Conditions à remplir



2.2 Guidage en translation

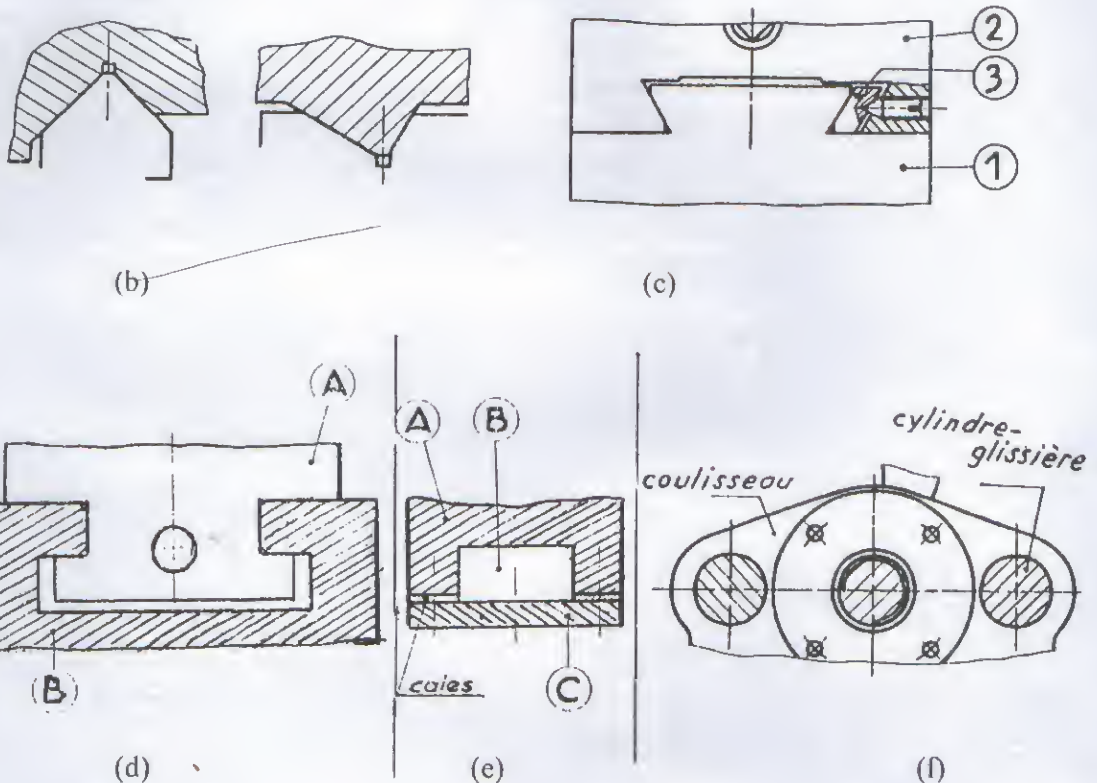
On distingue le guidage avec glissement et le guidage avec roulement. La pièce mobile est appelée coulisseau et la pièce fixe glissière (fig. 184.a)



(fig. 184.a)

2.2.1 Guidage avec glissement

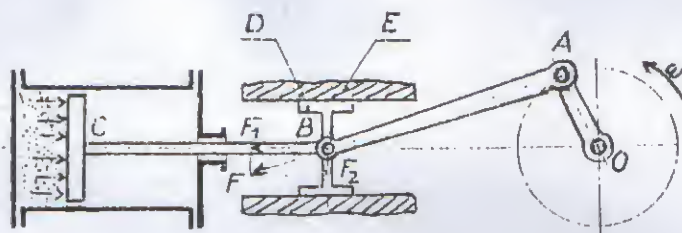
Les formes des surfaces fonctionnelles peuvent être prismatiques (en V, en queue d'arronde, en T, rectangulaire ou cylindrique) (fig. 184.b, c, d, e, f)



(fig. 184)

Examinons la figure 185, représentant le schéma d'une pompe à piston, la manivelle OA, entraînée en rotation par un moteur, commande la tige de piston BC par l'intermédiaire de la bielle AB. L'effort moteur est transmis par la bielle suivant la droite AB, donc dans une direction oblique par rapport à BC ; il en résulte un effort F_2 dirigé vers le bas, pour le sens de rotation indiqué, et qui tend à faire fléchir la tige de piston BC. Pour éviter cette flexion, il faut guider l'articulation B de façon que son mouvement soit rectiligne, dans la direction B'C ; d'où l'adoption d'un coulisseau D et d'une glissière E, simples si la manivelle tourne

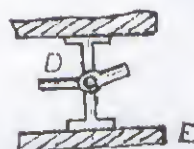
toujours dans le même sens (fig. 186.a) et doubles si la manivelle est susceptible de tourner dans les deux sens (fig. 186.b), car l'effort F_2 change de sens quand on inverse le sens de rotation. Le coulisseau et la glissière assurent le guidage en translation de l'articulation B.



(fig. 185)



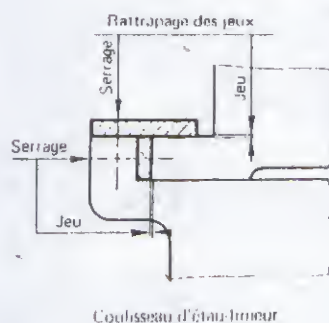
(a)



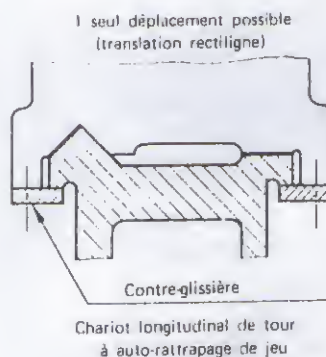
(b)

(fig. 186)

Les figures 187 a et b illustrent des guidages de glissement de formes prismatiques



(a)

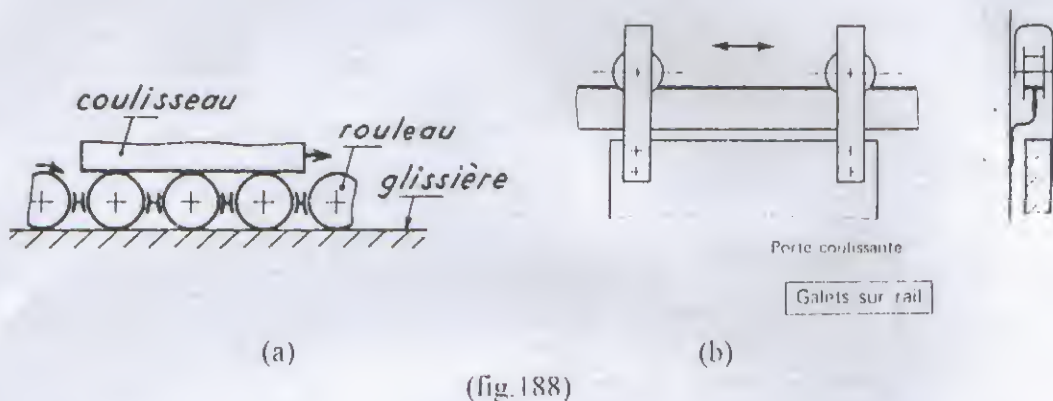


(b)

(fig. 187)

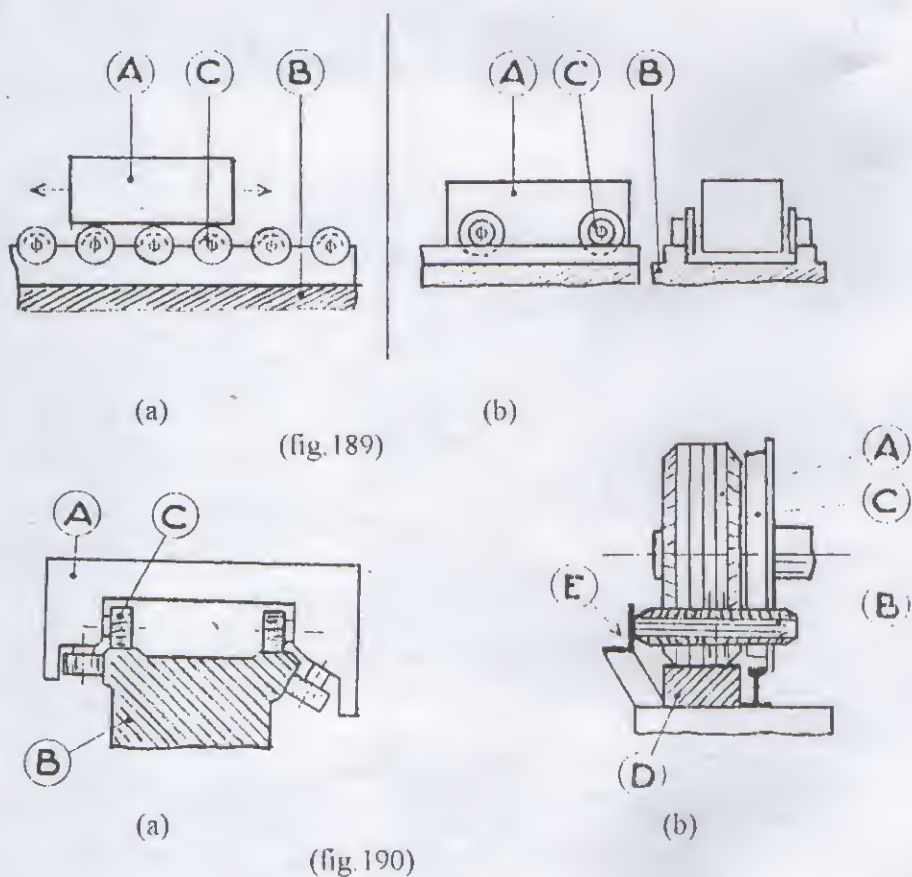
2.2.2 Guidage avec roulement

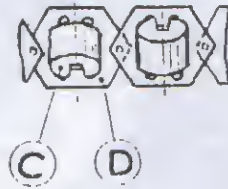
Dans ce type de guidage sont interposés entre le coulisseau et la glissière des billes, des galets ou des rouleaux (fig. 188 a et b).



Les galets sont portés soit par la glissière (fig. 188 a et 189.a) soit le plus souvent par le coulisseau formant chariot (fig. 188.b et 189.b). Dans les deux cas, il faut assurer le guidage latéral (guidage par les galets fig. 189.b), malgré cela, le coulisseau comporte encore deux degrés de liberté ; par ex guidage de table de machine-outil (fig. 190.a) et guidages des voitures de métro montées sur pneus (fig. 190.b).

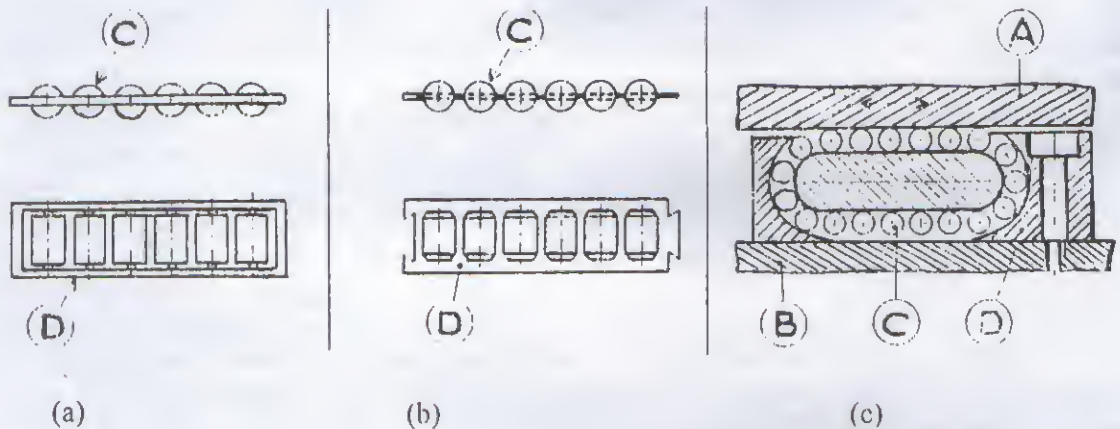
Pour assurer un guidage complet, avec un seul degré de liberté, on monte les galets dans des cages en tôle, et on les place dans des rainures en V, entre coulisseau et glissière, avec alternance de l'inclinaison des galets (fig. 191).





(fig. 191)

Dans ce type de guidage on emploie les chemins d'aiguilles, qui peuvent être des patins d'aiguilles (fig. 192.a) ou des plaquettes d'aiguilles (fig. 195.b) ou également des patins à rouleaux circulants (fig. 192.c).

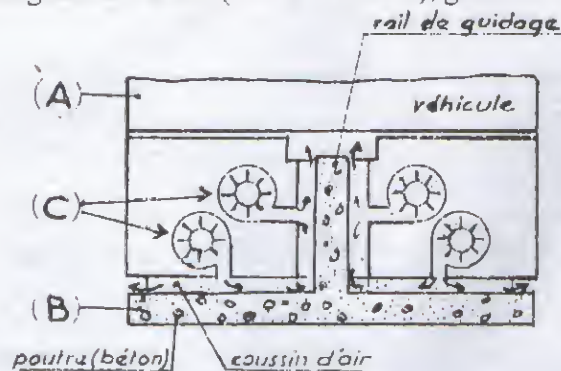


(fig. 192)

2.2.3 Guidage sur coussins d'air

L'exemple de réalisation c'est l'Aérotrain Bertin un matelas d'air est interposé en légère suppression entre le mobile et son guide.

La suspension est assurée par envoi d'air comprimé entre le véhicule et la voie (fig. 193) ; le guidage est effectué par les coussins d'air latéraux entre le véhicule et la poutre latérale ; l'air comprimé est fourni, à la pression effective de 0,05 bar, par les compresseurs C. La propulsion est assurée par un moteur à hélice, ou par un moteur asynchrone linéaire. Pas de frottements, pas d'organes mécaniques de transmission, d'où possibilité de grandes vitesses (300 à 400 km/h), grand confort, emploi sur terre et sur mer.



(fig. 193)

2.2.4 Réduction des frottements

On peut réduire les frottements tout en tenant compte des critères suivants :

a) choix des matériaux

Pour les glissières et tables coulissantes de machines à outils, on utilise diverses variétés de fonte ; les glissières sont souvent rapportées en acier trempé ou nitraté pour diminuer l'usure ; les surfaces de frottement sont quelquefois en matière plastique ; pour les coulisseaux de locomotive, on utilise également l'acier avec garniture d'antifriction .

b) amélioration de l'état de surface

Par un polissage des surfaces frottantes .

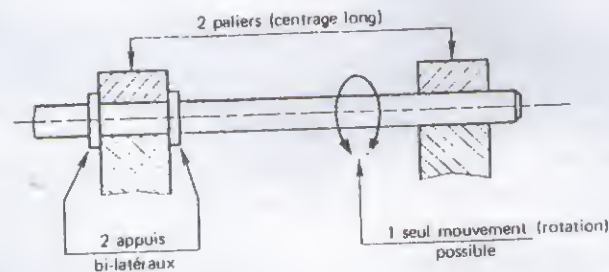
c) lubrification

Elle a pour but, non seulement de réduire les pertes par frottement, mais également de protéger les surfaces de glissement contre l'oxydation, de réduire l'usure et de refroidir le coulisseau et la glissière.

Pour les coulisseaux animés de grandes vitesses, adapter des dispositifs assurant un graissage hydrodynamique et pour les coulisseaux animés d'une faible vitesse, assurer un graissage onctueux (trou de graissage, rainures etc.).

2.3 Guidage en rotation

On distingue deux types de guidage, le guidage par glissement et le guidage par roulement. Le schéma représenté sur la figure 194 représente un exemple de guidage par rotation. L'arbre entraîné en rotation, pour équilibrer ces efforts et guider ce dernier en rotation, il faudra prévoir des guides, ou paliers disposés de part et d'autre. Ces deux paliers assurent le guidage en rotation de l'arbre.



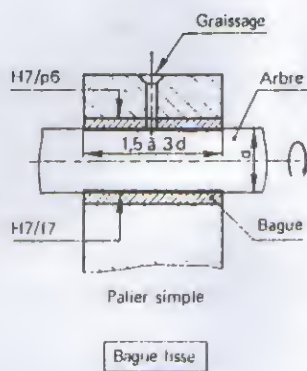
(fig. 194)

2.3.1 guidage avec glissement

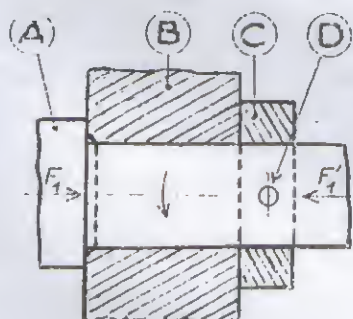
Les formes des surfaces fonctionnelles choisies doivent permettre un mouvement relatif de rotation, celles qui répondent à ce type de guidage sont généralement cycliques (fig. 195.a) ou coniques (fig. 196.a).

L'assemblage cylindrique, qui laisse deux degrés de liberté, doit être complété par des obstacles s'opposant au glissement de l'arbre dans ses appuis et permettant l'équilibrage de poussées axiales (fig. 195.b).

L'assemblage conique ne permet l'équilibrage des poussées axiales que dans un seul sens et les poussées déterminent des forces tangentielles de frottement qui freinent le mouvement de rotation il y a risque de coincement ; l'emploi de cet assemblage est donc exceptionnel (contre point de tour fig. 196.b).

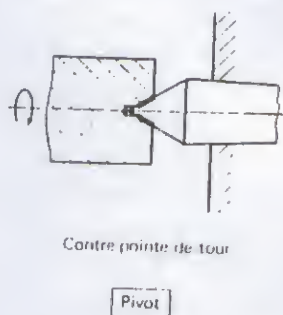


(a)

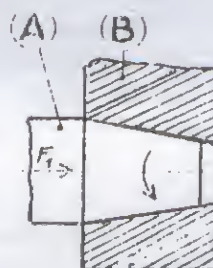


(b)

(fig. 195)



(a)

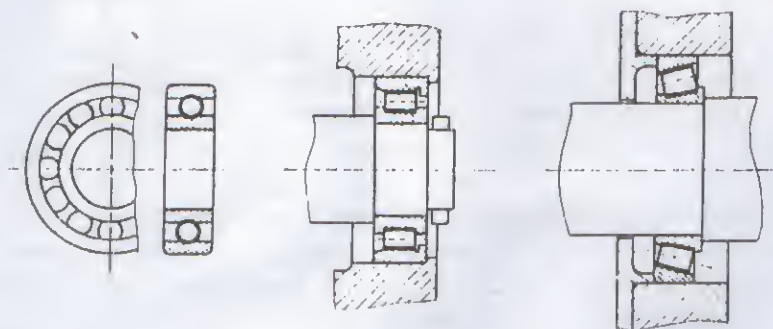


(b)

(fig. 196)

2.3.2 guidage par roulement

Dans ce type de guidage des galets, des rouleaux ou des billes sont interposées entre un arbre et son logement, donc on substitue à une résistance au glissement, une résistance au roulement beaucoup plus faible (fig. 197). Un chapitre sera consacré aux roulements.



(fig. 197)

2.3.3 Réduction des frottements et déformations

1) déformations

- sous l'effet de la chaleur, l'arbre se dilate, il ne peut pas s'opposer à cette déformation, sous peine de contrainte de compression et risque de flambage ; pour cela la liaison en translation de l'arbre et du bâti s'effectue sur l'un des appuis ; l'autre appui est libre, ce qui permet la libre dilatation de l'arbre.
- Sous l'effet des forces et de couples, l'arbre a tendance à fléchir, il en résulte un mauvais alignement de l'arbre par rapport aux appuis, une surface d'appui réduite, une répartition inégale de l'usure, pour y remédier on peut :
 - a) rapprocher les appuis afin de diminuer la flèche.
 - b) Augmenter la rigidité de l'arbre, par augmentation du moment d'inertie I de la section (augmentation du diamètre d ou adoption d'un arbre creux), ou par amélioration des caractéristiques du métal.
 - c) Diminuer la longueur des appuis.
 - d) Adopter des appuis articulés, permettant aux coussinets de suivre la déformation de l'arbre ; c'est la meilleure solution quand l'arbre est long et fortement chargé ; dans ce cas, la longueur de l'appui peut atteindre $3d$.
- **Usure.** Utiliser des matériaux durs et résistants à l'usure ; adopter un graissage hydrodynamique, évitant le frottement direct des matériaux en contact. Le rattrapage du jeu dû à l'usure est difficile à faire, car l'usure ne se produit pas d'une façon uniforme et les coussinets tendent à s'ovaliser ; on utilise quelquefois sur des machines-outils des coussinets fendus, coniques extérieurement, et comportant 2 écrous pour le réglage du jeu et le blocage ; sur les coussinets réglés, on procède au remplacement de la garniture d'antifriction, et on réalèse le coussinet.

2 frottements

La réduction des frottements dépend du :

- a) **Choix des matériaux.** Les arbres de transmission de grande longueur sont en acier comprimé ou étiré, de nuance mi-doux ou mi-dur ; pour les arbres courts de machines motrices et réceptrices, on utilise toutes les nuances d'acier, alliés ou non alliés, souvent traités pour augmenter leur dureté ; les supports, bagues ou coussinets sont le plus souvent en bronze, ou en acier avec garniture d'antifriction.
- b) **Amélioration de l'état de surface,** par polissage des surfaces frottantes.
- c) **Disposition constructives diminuant le couple de frottement.** Arbre horizontal et coussinet, arbre sur butée circulaire, arbre sur embase en forme de couronne circulaire.
- d) **Lubrification.**

Pour les arbres de transmission et les arbres de machines motrices et réceptrices, animés d'un mouvement circulaire continu avec vitesse assez élevée et transmission d'un couple important, il faut prendre des dispositions assurant un graissage hydrodynamique ; au contraire, lorsque la vitesse est faible, ou le mouvement de faible amplitude, il faut se contenter d'assurer un graissage onctueux, ou utiliser une bague auto-lubrifiante. Dans tous les cas, la pression moyenne sur la surface projetée, doit être modérée et fixée en fonction du dispositif de graissage, afin d'éviter l'expulsion de lubrifiant ; par exemple : dans le cas d'un arbre en acier sur bronze, avec graissage intermittent, on adopte $p = 10 \text{ à } 15 \text{ daN/cm}^2$ (ou bars) ; avec graissage continu : $p = 20 \text{ à } 25$ bars. Par ailleurs, la température de l'huile doit rester modérée, généralement inférieure à 80° ; dans les cas difficiles, il faut assurer le refroidissement à l'huile.

e) Remplacement de la résistance au glissement par une résistance au roulement voir guidage par roulement.

3. Tolérances dimensionnelles et ajustements

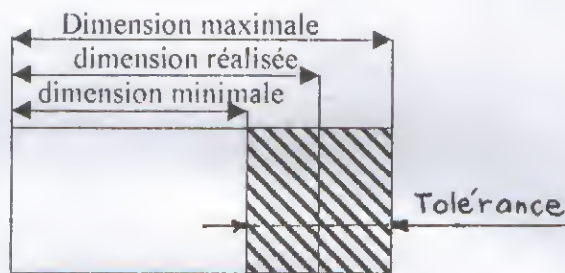
3.1 généralités sur le contrôle dimensionnel et l'interchangeabilité.

3.1.1 le contrôle dimensionnel

Mesurer une grandeur c'est la comparer à une autre de même espèce prise comme unité, une mesure n'est jamais exacte, elle est toujours établit par comparaison avec une autre dite étalon de mesure.

On peut mesurer un temps, une résistance, une masse, une longueur etc., .

Le contrôle dimensionnel s'applique en particulier en construction mécanique et le mesurage se rapporte généralement à celui des dimensions linéaires (le mètre et ses sous multiples) et angulaires (le degré et ses sous multiples) des pièces mécaniques, l'impossibilité de précision des procédés d'usinage fait qu'une pièce ne peut être réalisée de façon rigoureusement conforme aux dimensions fixées au préalable. Le contrôle nous permet de s'assurer que les dimensions des valeurs réelles sont comprises entre deux limites (la cote maximum et la cote minimum) (fig. 198).



(fig. 198)

Donc il faut par un contrôle s'assurer que la cote réelle se situe entre les limites définies par la tolérance.

Unité de longueur

L'utilisation du millimètre (mm) et du micron (μ) pour l'écriture des cotes permet de résoudre tous les problèmes usuels en utilisant toujours des nombres entiers.

Exemple :

$$30,015 \text{ mm} = 30 \text{ mm} + 15 \mu \text{ s'écrit } 30^{+15}$$

$$17,965 \text{ mm} = 18 \text{ mm} - 35 \mu \text{ s'écrit } 18^{-35}$$

Grandeurs de multiple diamètre	Terminologie	Symbole
10^{12}	Teramètre	Tm
10^9	gigamètre	Gm
10^6	Mégamètre	Mm
10^4	Myriamètre	Mam
10^3	Kilomètre	Km
10^2	Hectomètre	Hm
10^1	Décamètre	Dac
10^0	Mètre	m
10^{-1}	Décimètre	dm
10^{-2}	Centimètre	cm
10^{-3}	Millimètre	mm
10^{-6}	Micron	μ
10^{-9}	Nanomètre	nm
10^{-10}	Angström	Å
10^{-12}	Picomètre	Pm

Unité de longueur

1 yard = 3 Foot = 36 Inch = 0,9144 m

Unité d'angle

1 Tour (tr) = 360°

1 \perp (d) = 90°

décidegré (dd) = $0,1^\circ$

centidegré = $0,01^\circ$

millidegré (md) = $0,001^\circ$

minute d'angle = $90^\circ/5400 = 1/60^\circ$

seconde d'angle = $90^\circ/324000 = 1/60'$

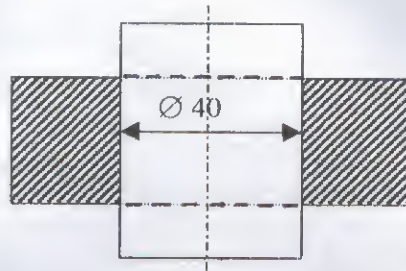
grade (gr) = $90^\circ/100$

radian (rd) = $180^\circ/\pi$

3.1.2 L'interchangeabilité

L'interchangeabilité est la possibilité de prendre au hasard dans un lot de pièces semblables, une pièce quelconque sans avoir besoin d'aucun travail d'ajustage pour assurer son montage et son bon fonctionnement dans un assemblage et dans les conditions de fonctionnement exigées (avec le jeu et le serrage voulu).

L'exemple classique d'un assemblage est celui d'un arbre avec alésage (fig. 199). le terme général arbre désigne tous les contenus (tenons, coulisseaux, clavettes...) et le terme général alésage désigne tous les contenants (mortaises, glissières, rainures etc.)



(fig. 199)

Pour réaliser un tel assemblage, la cote $\varnothing 40$ indiquée sur le dessin est insuffisante, car elle nous renseigne pas sur la façon dont on doit effectuer l'assemblage (avec jeu, juste, avec serrage), même si le dessin comporte l'une des indications glissant, tournant ou bloqué. Il faudra pour réaliser l'assemblage, faire des retouches afin d'obtenir l'ajustement désiré, ceci est valable dans une production unitaire.

Par contre si l'on a toute une série d'assemblages identiques à réaliser (par différents ouvriers et différentes machines), il est impossible de contrôler chaque arbre et chaque alésage.

Pour arriver au résultat désiré, il a été nécessaire de donner à l'ouvrier une marge d'usinage (tolérance de fabrication) dans laquelle il a dû tenir compte de la cote de toutes les pièces afin d'obtenir l'ajustement désiré.

Donc assurer l'interchangeabilité des éléments d'un assemblage suppose qu'on les produit en série et qu'on les accouplera sans les choisir c-a-d n'importe quelle pièce de l'une des deux séries réalise l'ajustement désiré avec l'une quelconque de l'autre série.

Donc une pièce sera jugée bonne si sa cote réelle est comprise entre une cote limite supérieure et une cote limite inférieure. La différence entre ces deux cotes constituant la tolérance.

Par exemple, pour l'arbre, la cote peut être comprise entre 39,8 et 40,1 pour être acceptable, la tolérance laissée au fabricant:

$$40,1 - 39,8 = 0,3 \text{ mm} = 300\mu$$

Dans l'industrie on distingue deux types d'interchangeabilité:

- l'interchangeabilité complète.
- l'interchangeabilité limitée.

a) L'interchangeabilité complète

C'est elle qui assure le montage d'une machine sans choisir ou sélectionner les pièces à assembler et sans leur retouche (réusinage), elle est préférée, mais dans ce cas les pièces coûtent plus chères que dans l'interchangeabilité limitée.

b) L'interchangeabilité limitée

Elle consiste à choisir parmi le lot de pièces usinées celles qui conviennent au montage de l'assemblage. Autrement les pièces qui ne répondent pas aux exigences sont réusinées de nouveau. Parfois on utilise les pièces réglables.

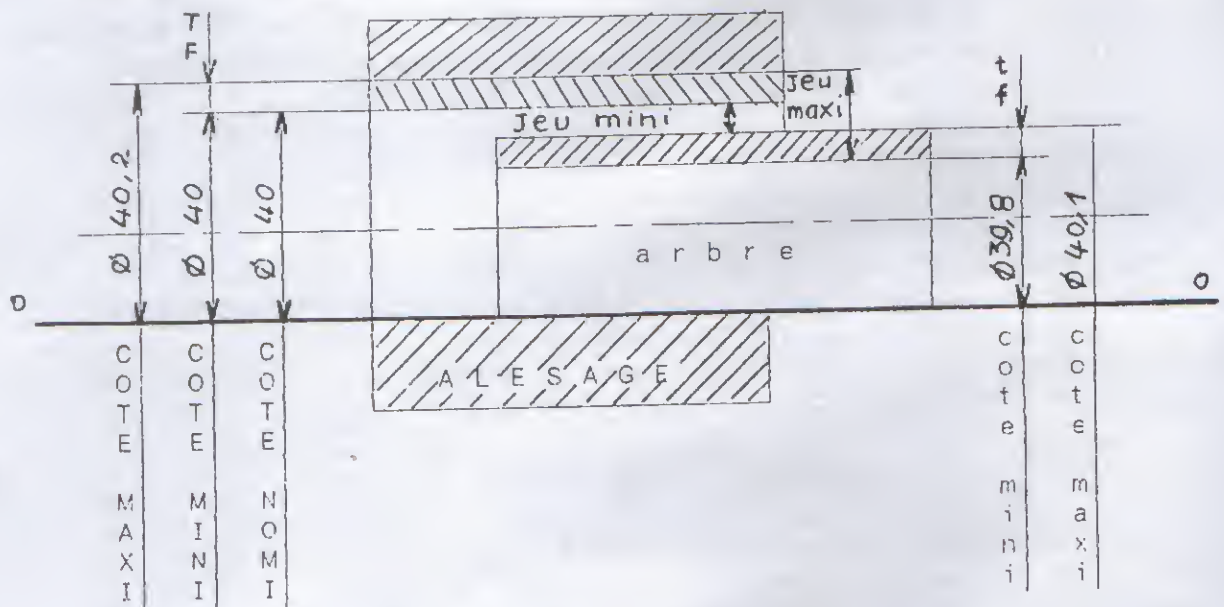
L'interchangeabilité est assez largement employée dans l'industrie car elle permet:

- d'obtenir des pièces comparables et admissibles avec de larges tolérances qui ne nécessitent pas de l'outillage spécial.
- De donner un grand avantage pendant l'exploitation des machines en utilisant des pièces de rechange presque standardisées ce qui diminue considérablement les coûts de services et prestations techniques.
- De diviser le travail entre les différents ateliers et même entre les différentes usines ce qui provoque à la fabrication en série des pièces d'où l'extension de l'automatisation et la mécanisation de la fabrication, ce qui augmente la productivité, améliore la qualité et diminue les coûts de revient.
- De favoriser la standardisation et l'unification des pièces et mécanismes. Le niveau d'exigences en qualité et état de surface sera meilleur.

3.1.3 Tolérances et ajustements

3.1.3.1 notions de dimensions et cotes tolérancées

La figure 200 représente l'exemple d'un assemblage cylindrique d'un arbre avec alésage dit ajustement en indiquant toutes les cotes possibles.



TF : TOLÉRANCE DE FABRICATION DE L'ALÉSAGE
tf : tolérance de fabrication de l'arbre

(fig.200)

3.1.3.2 Types de cotes

on distingue 3 types de cotes:

a) cote nominale

C'est la cote souhaitée ou celle de calcul par rapport à laquelle sont définies les cotes limites. Elle doit être la même pour l'arbre et l'alésage ou encore c'est la dimension par référence à laquelle sont définies les dimensions limites.

b) cotes limites

Dans la pratique il est quasiment impossible d'usiner une pièce exactement à sa cote nominale par suite des incertitudes dans la fabrication (régime de coupe, incertitudes...), c'est pourquoi on fixe les cotes limites admissibles pour une précision donnée.

Ce sont les deux cotes extrêmes acceptables dites cotes maxi et cote mini, entre lesquelles doit se trouver la cote effective (ou réelle) pour que la pièce soit relativement précise et interchangeable (remplaçable). Cette précision ou marge d'usinage est appelée tolérance de fabrication.

Supposons un cas de figure où la valeur nominale étant de 40 mm et les valeurs limites sont les suivantes :

- cote maxi de l'arbre : $C_{max} = 40,10$.
- cote mini de l'arbre : $C_{min} = 39,80$.
- cote maxi de l'alésage : $C_{max} = 40,20$.
- cote mini de l'alésage : $C_{min} = 40,00$.

c) cote effective ou cote réelle

C'est la cote d'exécution ou la cote réelle de la pièce mesurée avec précision tolérable c'est à dire telle qu'elle est réalisée.

Dans ce cas la cote effective mesurée doit être comprise entre les deux valeurs extrêmes C_{max} et C_{min} :

$$C_{min} \leq C_e \leq C_{max}$$

- Pour l'arbre : $39,80 \leq C_e \leq 40,10$
- Pour l'alésage : $40,00 \leq C_e \leq 40,20$

3.1.3 Écarts d'un arbre

L'écart est la différence algébrique entre les cotes effectives maxi, mini et la cote nominale.

On distingue 3 types d'écarts :

a) Ecart effectif

Ecart effective = cote effective - cote nominale

$$ee = C_e - C_n$$

$$ee = 39,9 - 40 = -0,1$$

b) Ecart supérieur

Ecart supérieur = cote maxi - cote nominale

$$es = C_{max} - C_n$$

$$es = 40,1 - 40 = +0,1$$

c) Ecart inférieur

Ecart inférieur = cote mini - cote nominale

$$ei = C_{min} - C_n$$

$$ei = 39,8 - 40 = -0,2$$

Les écarts sont indiqués sur le dessin en mm, tandis que sur les tableaux des tolérances ils sont donnés en microns.

3.1.3.4 Tolérance d'un arbre

La différence entre les écarts supérieur et inférieur est la valeur la plus importante, appelée tolérance de fabrication ou intervalle de tolérance désignée par it ; elle est une valeur absolue.

$$\left[\begin{array}{c} \text{Intervalle de} \\ \text{tolérance} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{écart} \\ \text{supérieur} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{écart} \\ \text{inférieur} \end{array} \right]$$

$$it = es - ei$$

$$it = (C_{\max} - C_n) - (C_{\min} - C_n) = C_{\max} - C_{\min}$$

Donc :

$$it = C_{\max} - C_{\min} = es - ei$$

3.1.3.5 Ecarts et tolérance d'un alésage

Nous utilisons exactement les mêmes considérations d'un arbre pour les alésages sauf que les désignations en minuscule des arbres deviennent des majuscules pour les alésages.

- Ecart effectif : EE .
- Ecart supérieur : ES .
- Ecart inférieur : EI .
- Intervalle de tolérance : IT .

$$IT = ES - EI = C_{\max} - C_{\min} = ES - EI$$

3.1.3.6 cotes tolérancées

On distingue une cote tolérancée en indiquant la diamètre nominale et les deux écarts supérieur et inférieur de la façon suivante :

Exemples :

$$1 - \text{Arbre } \varnothing 40 \begin{array}{l} +0,01 \\ -0,02 \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} 40 \text{ mm} & = \text{diamètre nominal} \\ +0,01 \text{ mm} & = es \\ -0,02 \text{ mm} & = ei \end{array}$$

2 – Alésage $\varnothing 50^{+0,02}_{-0,02}$

50 mm = diamètre nominal
+ 0,02 mm = ES
- 0,02 mm = EI

3 – Arbre $\varnothing 30^{+0,03}$

30 mm = diamètre nominal
+ 0,03 mm = es
- 0,00 mm = ei

4 – Alésage $\varnothing 60^{+0,01}$

60 mm = diamètre
+ 0,00 mm = ES
- 0,03 mm = EI

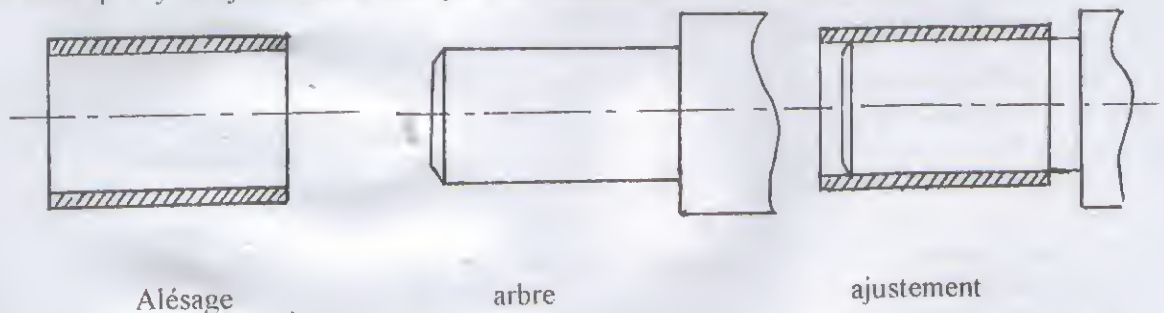
3.1.3.7 Ajustement

Un ajustement est l'assemblage de deux pièces de même cote nominale au moyen d'une liaison qui permet ou non le mouvement relatif de l'une par rapport à l'autre.

L'exemple le plus courant est celui de l'ajustement d'un arbre avec un alésage qui est l'exemple type d'un ajustement cylindrique (fig.201).

ARBRE + ALESAGE = AJUSTEMENT CYLINDRIQUE

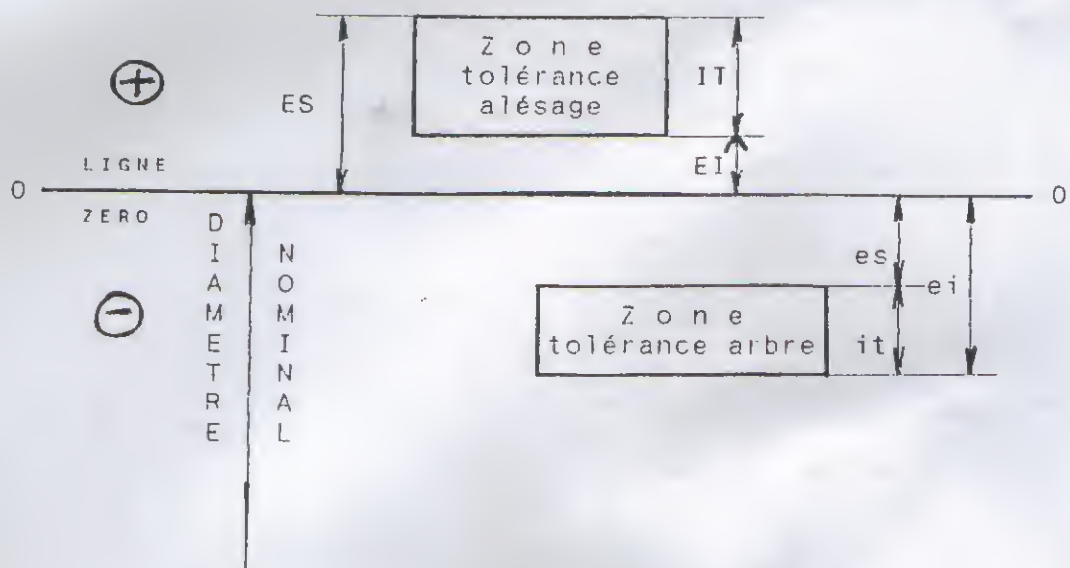
Pour qu'il y ait ajustement il faut que l'une des pièces pénètre dans l'autre.



(fig.201)

3.1.3.8 Zones de tolérances

Les tolérances de fabrication d'un arbre et d'un alésage peuvent être représentées schématiquement au moyen de petits rectangles appelés zones de tolérance sans représentation des pièces. La zone de tolérance est celle comprise entre deux lignes représentant l'écart supérieur et l'écart inférieur. Elle est définie par sa position par rapport à la ligne 0 qui est le référence de la cote nominale (fig.202).



(fig.202)

La ligne zéro est la ligne à partir de laquelle sont représentés les écarts. Les écarts positifs sont au dessus et les écarts négatifs sont au dessous de cette ligne.

La ligne zéro est la ligne d'écart nul et correspond à la cote nominale.

IT et it peuvent se situer soit dans la partie positive, soit dans la partie négative, soit à cheval par rapport à la ligne zéro.

Types d'ajustements

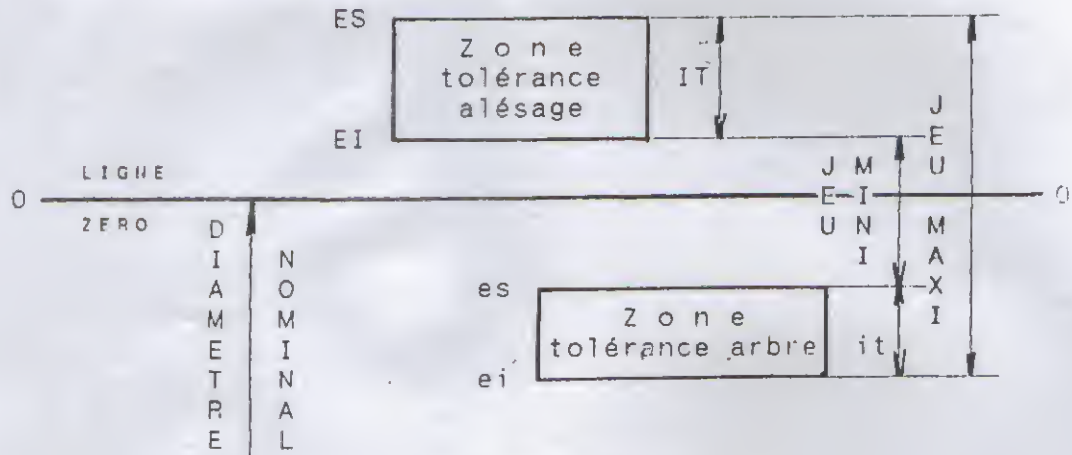
Le type d'ajustement est déterminé par les positions relatives des zones de tolérance des pièces à assembler.

Si la différence entre la cote effective de l'alésage et celle de l'arbre est positive ($C_{eff\,Al} - C_{eff\,arb} > 0$) est dit avec jeu. Au contraire si la différence est négative ($C_{eff\,Al} - C_{eff\,arb} < 0$) nous avons le serrage.

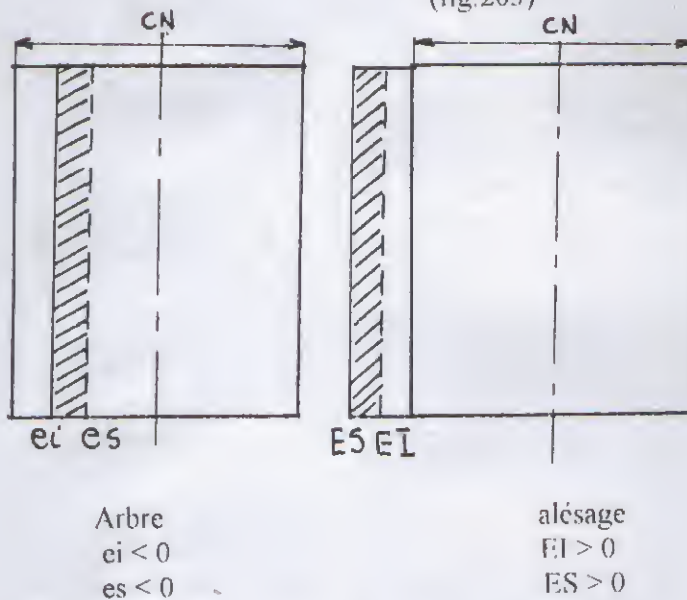
Il existe trois types d'ajustement dont le choix est déterminé par des impératifs de construction

- Ajustement avec jeu garanti (s'ils pénètrent librement).
- Ajustement avec serrage garanti (s'il faut recourir à un procédé dynamique, mécanique ou thermique pour assembler les deux éléments).
- Ajustement incertain ($C_{eff\,arb} > C_{eff\,alé}$ ou $C_{eff\,arb} < C_{eff\,alé}$)

I. Ajustement avec jeu garanti



(fig.203)



(fig.204)

(it est toujours positif quelque soit sa position par rapport à la cote nominale).
 Pour cet ajustement (fig.203 et 204) toute la zone de tolérance se trouve au dessus de celle de l'arbre et la cote effective de l'alésage est toujours supérieure à celle de l'arbre, c'est pourquoi l'arbre pénètre librement et sans résistance dans l'alésage.

$$\begin{aligned} \text{Jeu maxi} &= C_{\text{max}} (\text{alésage}) - C_{\text{min}} (\text{arbre}) \\ &= (C_n + ES) - (C_n + ei) = ES - ei \end{aligned}$$

$$\text{Jeu maxi} = ES - ei$$

$$\begin{aligned} \text{Jeu mini} &= C_{\text{min}} (\text{alésage}) - C_{\text{max}} (\text{arbre}) \\ &= (C_n + EI) - (C_n + es) = EI - es \end{aligned}$$

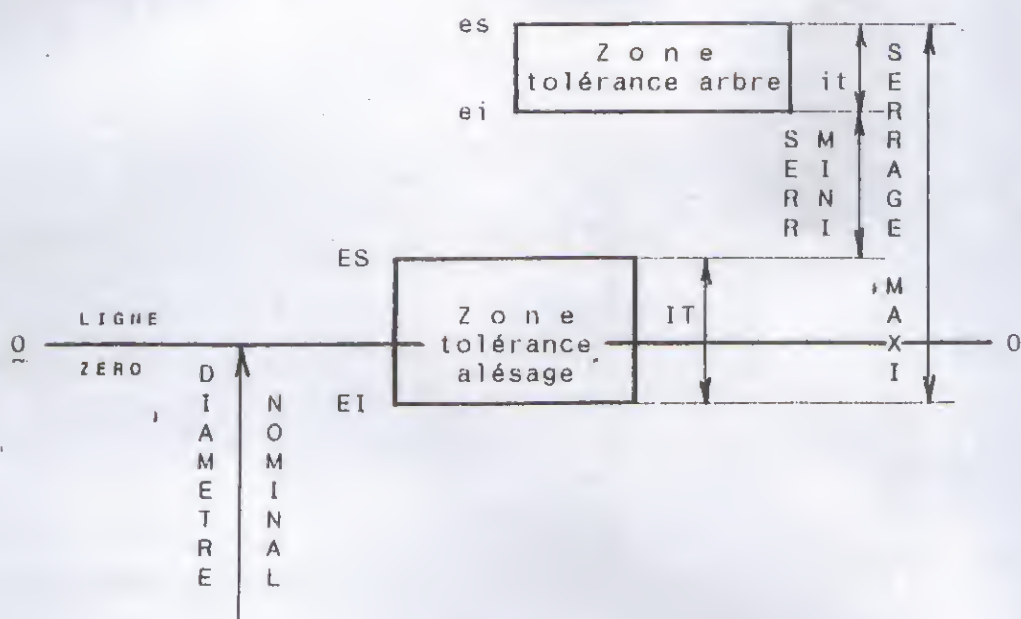
$$\text{Jeu mini} = EI - es$$

$$\text{Jeu mini} \leq \text{Jeu réel} \leq \text{Jeu maxi}$$

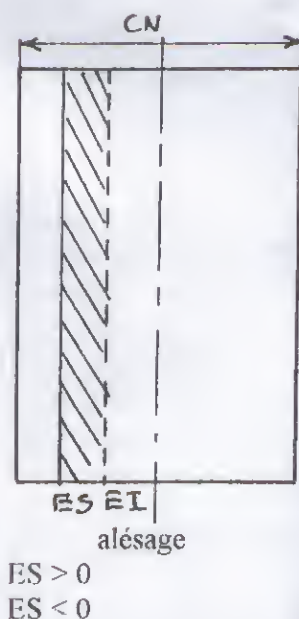
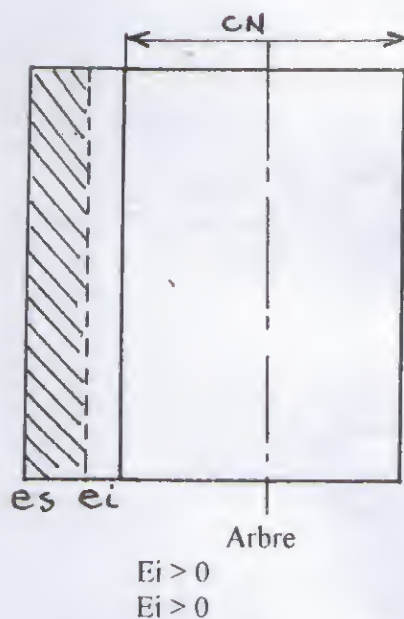
Le jeu désiré ne peut pas être assuré parfaitement exact par suite de l'imprécision de l'exécution des pièces à assembler c'est pourquoi il existe la notion de tolérance d'ajustement (TA) pour n'importe quel type d'ajustement.

$$\text{TA} = \text{IT} + \text{it} \text{ dans ce cas : } \text{TA} = \text{Jeu maxi} - \text{Jeu mini}$$

2. Ajustement avec serrage garanti



(fig.205)



(fig.206)

Dans ce cas toute la zone de tolérance de l'alésage se trouve au dessous de celle de l'arbre (fig. 205 et 206). La cote réelle de l'alésage est inférieure à celle de l'arbre, c'est pourquoi pour effectuer un assemblage de ce type, il faut employer un procédé mécanique ou thermique ou une combinaison des deux.

Par exemple il faut presser l'arbre dans l'alésage à l'aide d'efforts mécaniques ou hydrauliques. On peut aussi chauffer la pièce femelle alors son diamètre grandit et l'arbre pénètre librement dans l'alésage. Après le refroidissement dans l'azote liquide on obtient l'ajustement désiré.

$$\text{Serrage maxi} = C_{\text{max}} (\text{arbre}) - C_{\text{min}} (\text{alésage}) \\ = (C_n + e_s) - (C_n + f_i)$$

$$\text{Serrage maxi} = e_s - f_i$$

$$\text{Serrage mini} = C_{\text{mini}} (\text{arbre}) - C_{\text{max}} (\text{alésage}) \\ = (C_n + e_i) - (C_n + F_S)$$

$$\text{Serrage mini} = e_i - F_S$$

$$\text{Serrage mini} \leq \text{Serrage réel} \leq \text{Serrage maxi}$$

$$TA = IT = f_i - (F_S - f_i) + (e_s - e_i)$$

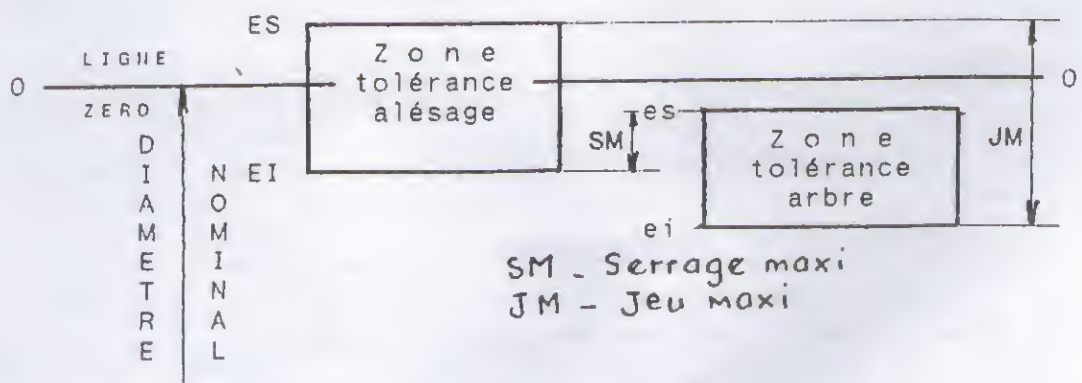
$$TA = \text{Serrage maxi} - \text{Serrage mini}$$

Exemple:

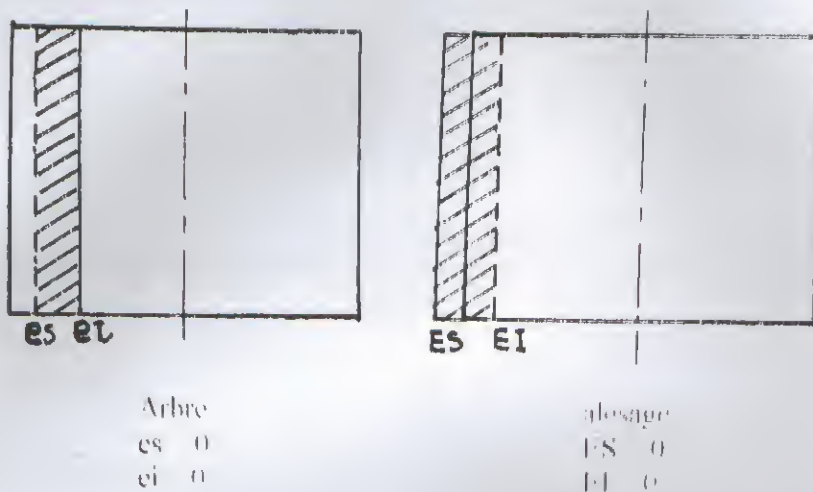
Alésage $\varnothing 30 \begin{smallmatrix} 0,02 \\ 0,01 \end{smallmatrix}$

Arbre $\varnothing 30 \begin{smallmatrix} 0,04 \\ 0,03 \end{smallmatrix}$

3. Ajustement incertain



(fig 207)



(fig 208)

Pour l'ajustement incertain, (fig 207 et 208), la zone de tolérance de l'arbre couvre partiellement celle de l'alésage.

La cote réelle de l'arbre peut être supérieure ou inférieure à celle de l'alésage. Il y a dans ce cas tantôt un jeu, tantôt un serrage c'est pourquoi cet ajustement porte le nom d'ajustement incertain.

$$\text{Serrage maxi} = es - EI$$

$$\text{Jeu maxi} = ES - ei$$

$$\begin{aligned} TA &= IT + it = (ES - EI) + (es - ei) \\ &= (es - EI) + (ES - ei) \end{aligned}$$

$$TA = \text{Serrage maxi} - \text{Jeu maxi}$$

Exemple:

$$\text{Alésage } \varnothing 60^{+0,05}$$

$$\text{Arbre } \varnothing 60^{+0,03}_{-0,01}$$

$$\text{Serrage maxi} = es - EI = 0,03 - 0 = 0,03 \text{ mm}$$

$$\text{Jeu maxi} = ES - ei = 0,05 - (-0,01) = 0,06 \text{ mm}$$

$$TA = \text{Serrage maxi} - \text{Jeu maxi} = 0,03 - 0,06 = -0,09 \text{ mm}$$

3.1.3.9. Système de tolérance et ajustement pour les assemblages cylindriques

a) Principes du système ISO

Les buts du système ISO visent à

- limiter le nombre d'ajustements caractéristiques et courants
- Assurer la fabrication de pièces interchangeables
- Assurer l'échange technique et la standardisation.

Les principes du système ISO sont énumérés ci-dessous :

- a) Pour réduire au maximum le nombre de cotes nominales utilisées, on a normalisé une série de dimensions nominales parmi lesquelles il faudrait choisir de préférence les dimensions susceptibles de donner l'ajustement désiré

Il existe trois rangs ou séries: R10, R20 et R40.

-R10 : les dimensions changent avec la progression géométrique de raison $\sqrt[10]{10} = 1,25$
1 - 1,25 - 1,5 - 2,0 - ... - 3,15 - 4,00 - 5,00

-R20 : les dimensions changent avec la progression géométrique de raison $\sqrt[20]{10} = 1,12$
1 - 1,12 - 1,25 - 1,4 - ... - 4,00 - 4,50 - 5,00

-R40 : les dimensions changent avec la progression géométrique de raison $\sqrt[40]{10} = 1,06$
10 - 11,5 - 12,5 - ... - 4,00 - 4,20 - 4,50 - 4,80 - 5,00

- b) Pour chaque dimension nominale, on a prévu toute une gamme de tolérance parmi lesquelles on choisit celles qui conviennent à la construction envisagée. Ces tolérances sont exprimées en micron.
- c) Pour chaque dimension tolérancée, dans les tableaux, on peut choisir d'abord la valeur de la tolérance et puis la position de celle-ci par rapport à la ligne zéro (cote nominale d'écart nul).

Les caractéristiques dimensionnelles des ajustements sont fixées dans les tableaux d'écarts. Ces derniers sont déterminés d'après plusieurs expériences et calculs théoriques.

Parmi les 75 comités techniques du système ISO, il existe un spécialement chargé des ajustements cylindriques. Le système ISO s'intéresse uniquement aux dimensions nominales comprises entre 1 et 500 mm. Toutes les dimensions dans le système ISO sont mesurées à la température de 20°C avec des instruments de mesure étalonnés à la même température.

Pour les autres dimensions inférieures à 1 et supérieures à 500 mm, chaque pays établit ses propres normes en fonction de ses conditions technologiques et de son expérience.

3.1.3.10. Qualité d'ajustement

Dans chaque machine, il existe des pièces de précision qui nécessitent des exigences techniques d'où un soin particulier dans la fabrication.

Pour définir ou connaître la précision d'une pièce, le système ISO a établi 18 quabtes

$$0,1 - 0 - 1 - 2 - 3 - 4 - \dots - 16$$

Chaque qualité est désignée par un nombre dont le numéro de quabte le plus élevé correspond à la tolérance la plus grande donc à la précision la plus faible.

Exemple

Soit un arbre de diamètre 40 mm dont

- la qualité 5 donne IT = 0,011 mm
- la qualité 8 donne IT = 0,025 mm

DIMENSIONS NOMINALES NORMALISEES (en mm)

de 1 à 10 mm				de 10 à 100 mm						de 100 à 500 mm					
R		Ra		R			Ra			R			Ra		
R10	R20	Ra10	Ra20	R10	R20	R40	Ra10	Ra20	Ra40	R10	R20	R40	Ra10	Ra20	Ra40
1,00	1,00	1	1	10,0	10	10	10	10		100	100	100	100	100	100
	1,12		1,1		11,2	11,2		11			112	112		110	110
											118	118			120
1,25	1,25	1,2	1,2	12,5	12,5	12,5	12	12	12	125	125	125	125	125	125
						13,2			13			132			130
	1,40		1,4		14,0	14,0		14	14		140	140		140	140
						15,0			15			150			150
1,60	1,60	1,6	1,6	16,0	16,0	16,0	16	16	16	160	160	160	160	160	160
						17,0			17			170			170
	1,80		1,8		18,0	18,0		18	18		180	180		180	180
						19,0			19			190			190
2,00	2,00	2	2	20,0	20,0	20,0	20	20	20	200	200	200	200	200	200
						21,2			21			212			210
	2,24		2,2		22,4	22,4		22	22		224	224		220	220
						23,0			24			230			240
2,50	2,50	2,5	2,5	25,0	25,0	25,0	25	25	25	250	250	250	250	250	250
						26,5			26			265			260
	2,80		2,8		28,0	28,0		28	28		280	280		280	280
						30,0			30			300			300
3,15	3,15	3	3	31,5	31,5	31,5	32	32	32	315	315	315	320	320	320
						33,5			34			335			340
	3,55		3,5		35,5	35,5		36	36		355	355		360	360
						37,5			38			375			380
4,00	4,00	4	4	40,0	40,0	40,0	40	40	40	400	400	400	400	400	400
						42,5			42			425			420
	4,50		4,5		45,0	45,0		45	45		450	450		450	450
						47,5			48			475			480
5,00	5,00	5	5	50,0	50,0	50,0	50	50	50	500	500	500	500	500	500
						53,0			53						
	5,60		5,5		56,0	56,0		56	56						
						60,0			60						
6,30	6,30	6	6	63,0	63,0	63,0	63	63	63						
						67,0			67						
	7,10		7		71,0	71,0		71	71						
						75,0			75						
8,00	8,00	8	8	80,0	80,0	80,0	80	80	80						
						85,0			85						
	9,00		9		90,0	90,0		90	90						
						95,0			95						
10,00	10,00	10	10	100,0	100,0	100,0	100	100	100						

R : dimensions nominales principales
 Ra : dimensions nominales auxiliaires

-la qualité 11 donne $IT = 0,160 \text{ mm}$

La qualité 5 requiert la tolérance de fabrication la plus faible donc c'est elle qui donne le plus de précision des cotes.

La qualité définit la valeur de la tolérance donc la méthode de fabrication appropriée (usinage, régime de coupe, outils de coupe et instruments de mesure adaptés). En effet tout ceci influe sur le prix de revient qui augmente lorsqu'on réduit la tolérance.

Si l'intervalle de tolérance diminue la précision augmente. A titre d'exemple si la tolérance d'un arbre de diamètre 40 mm diminue de 2 fois, le prix de revient augmente de 2,8 fois. C'est pourquoi les exigences à la précision doivent être toujours bien fondées et justifiées par les calculs ou par l'expérience.

Les qualités les plus courantes vont

- de 4 à 11 pour les arbres
- de 5 à 12 pour les alésages
- de 12 à 16 pour les cotes isolées et non ajustées

En général les qualités de tolérance sont adoptées comme suit :

- 01, 0, 1 : pour les cales étalons de grande précision.
- 2, 3, 4 : pour les calibres et instruments de mesure
- 5, 6, 7 : pour la mécanique précise (aviation).
- 8, 9, 10, 11 : pour la mécanique courante.

c) Indices de qualité

Il est à noter que dans chaque qualité les dimensions différentes possèdent le même précision relative qui est définie un coefficient appelé indice de qualité.

On sait que les erreurs ou imprécisions de fabrication croissent avec l'augmentation de la dimension à usiner. C'est pourquoi la tolérance de fabrication augmente aussi avec la cote nominale. Donc la tolérance de fabrication dépend de la qualité et du diamètre à usiner.

La tolérance est égale au produit de la valeur de l'unité de tolérance pour la dimension nominale par un coefficient propre à chaque qualité appelé indice de qualité.

$$IT(\mu) = (0,45 \times D^{1/3} + 0,001 \times D) \times K \quad \text{[en microns]}$$

Où

- D : diamètre nominal de la pièce à usiner en mm compris entre 1 et 500 mm
- $(0,45 \times D^{1/3} + 0,001 \times D)$: unité de tolérance qui exprime seulement la fonction de la tolérance de la dimension à usiner
- K : indice de qualité.

L'indice de qualité est lié directement à la qualité qui se caractérise par cet indice qui change d'après la progression géométrique de raison : $10^{1/5} = 1,6$.

Les indices de qualité les plus couramment utilisés sont donnés dans ce tableau

Qualité	5	6	7	8	9	10	11
Indice de qualité K	7	10	16	25	40	64	100

Exemples :

1) Pour un alésage de diamètre 40 mm et de qualité 7 (K = 16) :

$$it = (0,45 \times 40^{1/3} + 0,001 \times 40) \times 16$$

$$it = 1,58 \times 16 = 25,28 \text{ microns}$$

Les tableaux donnent it = 25 microns.

2) Pour un alésage de diamètre 40 mm et de qualité 11 (K = 100) :

$$it = (0,45 \times 40^{1/3} + 0,001 \times 40) \times 100$$

$$it = 1,58 \times 100 = 158 \text{ microns}$$

Les tableaux donnent it = 160 microns (μ).

Pour les dimensions nominales au dessus de 500 mm, on préconise une autre formule:

$$IT(it) = (0,004 \times D + 2,1) \times K$$

d). Paliers de diamètre

Pour les diamètres de 1 à 500 mm, on a normalisé 120 cotes nominales. Afin de simplifier les tableaux de tolérances, le système ISO a établi 13 paliers de diamètres:

1 à 3, 3 à 6, 6 à 10, 10 à 15, ..., 315 à 400, 400 à 500

-la limite supérieure est incluse

-la limite inférieure est exclue

Ce qui veut dire que la cote 6 par exemple, il faut chercher la tolérance dans le palier 3 à 6.

La tolérance est déterminée pour chaque palier, et à l'intérieur de tout palier elle demeure constante.

Pour calculer la tolérance de fabrication dans un palier, on considère le diamètre moyen de ce palier:

$$D = (D_1 \times D_2)^{1/2}$$

Où:

-D : le diamètre moyen

-D₁ et D₂ : les diamètres extrêmes du palier.

TOLERANCES FONDAMENTALES (en microns).

QUALITES	PALIERS DE DIAMETRES (en mm)												
	≤ 3	> 3 < 6	> 6 < 10	> 10 < 18	> 18 < 30	> 30 < 50	> 50 < 80	> 80 < 120	> 120 < 180	> 180 < 250	> 250 < 315	> 315 < 400	> 400 < 500
01	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1,2	2	2,5	3	4
0	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	2	3	4	5	6
1	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
2	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
3	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
4	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
9	25	30	36	43	54	62	74	87	100	115	130	140	155
10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	270	320	360	400
12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
13	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970
14	250	300	360	430	520	620	740	870	1000	1150	1300	1400	1550
15	400	480	580	700	840	1000	1200	1400	1600	1850	2100	2300	2500
16	600	750	900	1100	1300	1600	1900	2200	2500	2900	3200	3600	4000

Exemple:

Pour un arbre de diamètre 40 mm et de qualité 7 donc ($K = 16$) :

Comme ce diamètre se trouve dans le palier 30 à 40 mm son diamètre moyen est de :

$$D = (30 \times 50)^{1/2}$$

$$it = [0,45 \times (30 \times 50)^{1/6} + 0,001 \times (30 \times 50)^{1/2}] \times 16$$

$$it = 25 \text{ microns}$$

e) Position des tolérances

La tolérance des dimensions est caractérisée d'abord par sa grandeur absolue puis par sa position relative par rapport à la ligne zéro ou la cote nominale.

Dans le système ISO, la position des tolérances est représentée par une lettre majuscule (parfois deux) pour les alésages et une ou deux lettres minuscules pour les arbres.

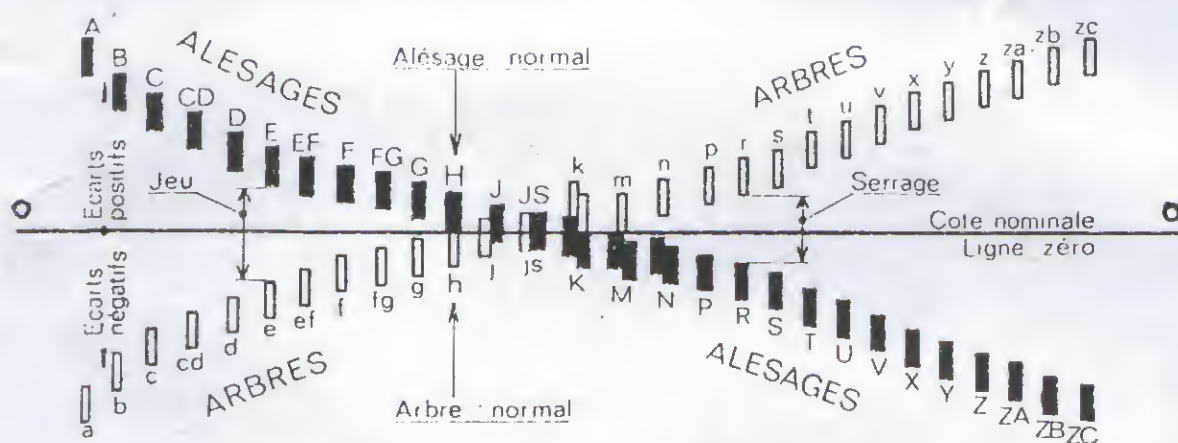
Les différentes positions des tolérances de l'alésage en nombre de 28 donnent des écarts positifs puis négatifs au fur et à mesure que l'on avance dans l'alphabet ; tandis que pour les arbres c'est le contraire (fig.209).

ALESAGES :

A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, JS, J, K, M, N, O, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC.

Arbres

A, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, js, j, k, m, n, o, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.



(fig 209)

e) Position des alésages

A à G : les zones de tolérance se trouvent au dessus de la ligne zéro. Tous les écarts sont positifs et les cotes réelles sont supérieures à la cote nominale.

H : alésage normal dont la cote mini est égale à la cote nominale tel que $ES > 0$ et $EI = 0$.

Js : à cheval sur la ligne zéro tel que $IESI = IEII$.

J : à cheval sur la ligne zéro tel que $IESI < IEII$.

- K à M : à cheval sur la ligne zéro au dessous tel que l'écart ES peut être positif, nul ou négatif selon la qualité.
- N : au dessous de la ligne zéro tel que l'écart ES peut être négatif ou nul suivant la qualité.
- P à ZC : entièrement au dessous de la ligne zéro et tous les écarts sont négatifs. Ici la cote réelle est toujours inférieure à la cote nominale

f) Position des arbres

- a à g : les zones de tolérance se trouvent au dessus de la ligne zéro. Tous les écarts sont positifs et les cotes effectives sont supérieures aux cotes nominales.
- h : arbre normal dont la cote mini est égale à la cote nominale tel que $es > 0$ et $ei = 0$.
- js : à cheval sur la ligne zéro tel que $lesl = leil$
- J : à cheval sur la ligne zéro tel que $lesl < leil$
- k : à cheval sur la ligne zéro au dessus tel que l'écart es peut être positif et l'écart ei nul ou positif selon la qualité.
- m à zc : entièrement au dessus de la ligne zéro et tous les écarts sont négatifs. Ici la cote réelle est toujours supérieure à la cote nominale.

3.1.3.14 Particularités

Les positions de tolérance pour les alésages sont symétriques à celles de l'arbre dans les limites suivantes :

- A à G tel que $IEH = lesl$
- P à ZC tel que $IESI = leil$

L'écart le plus proche de la ligne zéro est appelé écart fondamental. La valeur de cet écart dépend de la qualité, seuls les autres écarts qui en dépendent.

ECARTS DES ALESAGES (en microns)

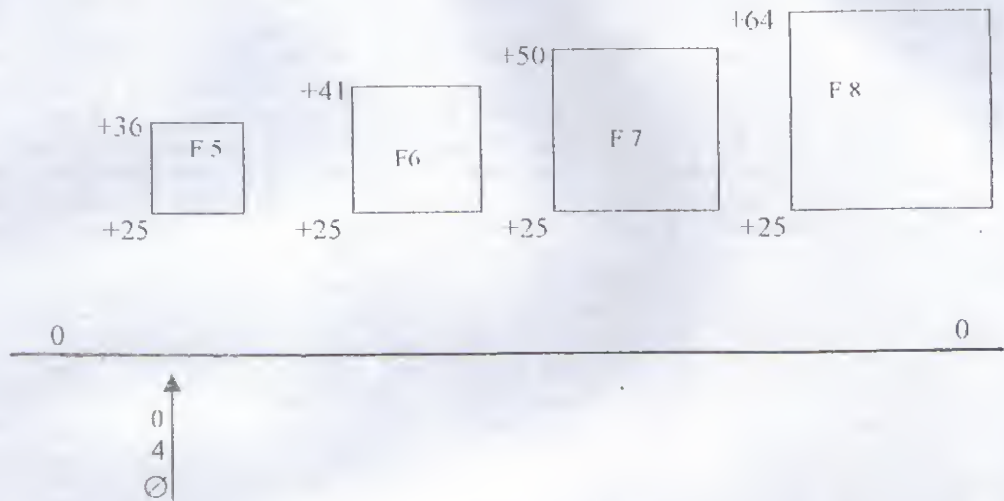
ALESAGE	P A L I E R S D E D I A M E T R E S (en mm)												
	> 0	> 3	> 6	> 10	> 18	> 30	> 50	> 80	> 120	> 180	> 250	> 315	> 400
	< 3	< 6	< 10	< 18	< 30	< 50	< 80	< 120	< 180	< 250	< 315	< 400	< 500
D10	+60 +20	+78 +30	+98 +40	+120 +50	+149 +65	+180 +80	+220 +100	+260 +120	+305 +145	+355 +170	+400 +190	+440 +210	+480 +230
F7	+16 +6	+22 +10	+28 +13	+34 +16	+41 +20	+50 +25	+60 +30	+71 +38	+83 +43	+96 +50	+108 +58	+119 +82	+131 +88
G6	+8 +2	+12 +4	+14 +5	+17 +6	+20 +7	+25 +9	+29 +10	+34 +12	+39 +14	+44 +15	+49 +17	+54 +18	+60 +20
H6	+6 0	+8 0	+9 0	+11 0	+13 0	+16 0	+19 0	+22 0	+25 0	+29 0	+32 0	+38 0	+40 0
H7	+10 0	+12 0	+15 0	+18 0	+21 0	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0	+52 0	+57 0	+63 0
H8	+14 0	+18 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+48 0	+54 0	+63 0	+72 0	+81 0	+89 0	+97 0
H9	+25 0	+30 0	+36 0	+43 0	+52 0	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0	+155 0
H10	+40 0	+48 0	+58 0	+70 0	+84 0	+100 0	+120 0	+140 0	+160 0	+185 0	+210 0	+230 0	+250 0
H12	+100 0	+120 0	+150 0	+180 0	+210 0	+250 0	+300 0	+350 0	+400 0	+460 0	+520 0	+570 0	+630 0
J7	+4 -6	+6 -6	+8 -7	+10 -8	+12 -9	+14 -11	+18 -12	+22 -13	+26 -14	+30 -16	+36 -16	+39 -18	+43 -20
K6	0 -6	+2 -6	+2 -7	+2 -9	+2 -11	+3 -13	+4 -15	+4 -18	+4 -21	+5 -24	+5 -27	+7 -29	+8 -32
M7	-2 -12	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
N9	-4 -29	0 -30	0 -36	0 -43	0 -52	0 -62	0 -74	0 -87	0 -100	0 -115	0 -130	0 -140	0 -155
P6	-6 -12	-9 -17	-12 -21	-15 -26	-18 -31	-21 -37	-26 -45	-30 -52	-36 -61	-41 -70	-47 -79	-51 -87	-55 -95
P9	-9 -31	-12 -42	-15 -51	-18 -61	-22 -74	-26 -88	-32 -106	-37 -124	-43 -143	-50 -165	-56 -186	-62 -202	-68 -223

ECARTS DES ARBRES (en microns)

arbre	PALIERS DE DIAMETRES (en mm)												
	< 0 ≤ 3	> 3 ≤ 6	> 6 ≤ 10	> 10 ≤ 18	> 18 ≤ 30	> 30 ≤ 50	> 50 ≤ 80	> 80 ≤ 120	> 120 ≤ 180	> 180 ≤ 250	> 250 ≤ 315	> 315 ≤ 400	> 400 ≤ 500
d9	-20 -45	-30 -60	-40 -75	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350	-230 -385
d11	-20 -80	-30 -105	-40 -130	-50 -160	-65 -195	-80 -240	-100 -290	-120 -340	-145 -395	-170 -460	-190 -510	-210 -570	-230 -630
e7	-14 -24	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182	-135 -198
e9	-14 -39	-20 -50	-25 -61	-32 -75	-40 -92	-50 -112	-60 -134	-72 -159	-85 -185	-100 -215	-110 -240	-125 -265	-135 -290
f6	-6 -12	-10 -18	-13 -22	-16 -27	-20 -33	-25 -41	-30 -49	-36 -58	-43 -68	-50 -79	-56 -88	-62 -98	-68 -108
f7	-6 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -106	-62 -119	-68 -131
g5	-2 -6	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35	-17 -40	-18 -43	-20 -47
g6	-2 -8	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54	-20 -60
h5	0 -4	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20	0 -23	0 -25	0 -27
h6	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29	0 -32	0 -36	0 -40
h7	0 -10	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
j6	+4 -2	+6 -2	+7 -2	+8 -3	+9 -4	+11 -5	+12 -7	+13 -9	+14 -11	+16 -13	+16 -16	+18 -18	+20 -20
k6	+6 0	+9 +1	+10 +1	+12 +1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4	+36 +4	+40 +4	+45 +5
m6	+8 +12	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 +21	+63 +23
p6	+12 +6	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62	+108 +68

Exemple :

Alésage : $\varnothing 40$



(fig. 210)

3.1.3.12. Inscription des tolérances

Chaque dimension à usiner doit présenter sa valeur nominale (cote nominale) suivie du symbole de tolérance, soit de la valeur numérique des deux écarts.

Exemple :

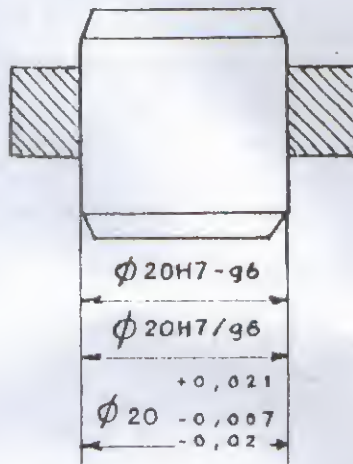
$\varnothing 45 f7$ ou arbre $\varnothing 45 \begin{smallmatrix} -0,025 \\ 0,060 \end{smallmatrix}$

La première désignation des tolérances est utilisée généralement pour la fabrication en séries où le contrôle des pièces usinées s'effectue par des calibres limites (calibres tolérancés).

La seconde est mieux utilisée dans la production unitaire où le contrôle s'effectue par les instruments universels de mesures.

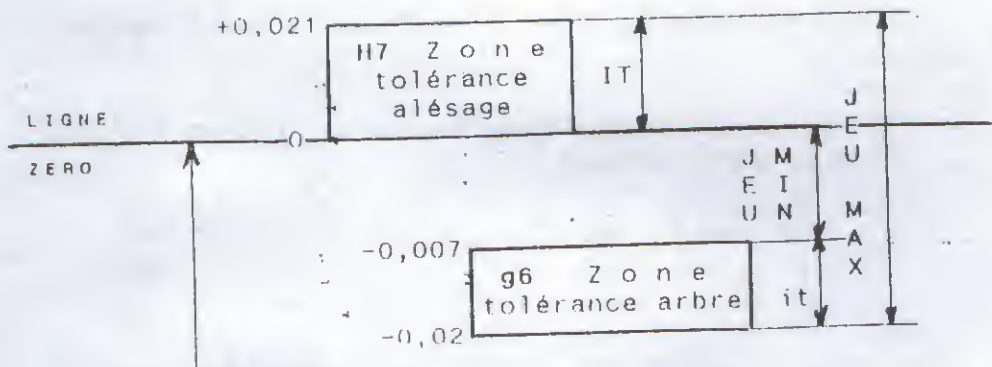
Cotation de l'ajustement

- Ajustement dit à alésage (H) avec serrage garanti.
- Cote nominale 20 mm
- H : position de tolérance de l'alésage (alésage normale)
- 7 : qualité de l'alésage
- g : position de tolérance
- 6 : qualité de l'arbre



(fig.211)

Le sens de cette cotation est donné par le schéma des zones de tolérances dans la figure ci-dessous :



(fig.212)

3.1.3.13 Facteurs de choix des tolérances et ajustements

Les dimensions des tolérances des assemblages et pièces ne sont pas choisies au hasard. Elles font l'objet d'une étude approfondie et d'un calcul rigoureux car elles ont une très grande influence sur la fabrication des pièces, le fonctionnement, la durée de vie et le prix de revient.

Outre la précision inscrite parmi les exigences techniques, qui est absolument nécessaire pour le bon fonctionnement d'un assemblage, l'état de surface influe considérablement aussi sur la qualité de l'ajustement. Il y a donc une dépendance étroite entre la précision et la rugosité.

Une tolérance très faible perd de sa valeur si la rugosité dépasse la tolérance voulue. C'est pourquoi les signes de façonnage et les qualités d'ajustement doivent être comparables. Une haute précision exige une faible rugosité et inversement.

3.1.3.13 Méthode du choix de l'ajustement.

Les jeux limites (ou serrages limites) étant connus, il faudrait déterminer les dimensions normalisées de l'arbre et de l'alésage qui doivent former l'ajustement demandé.

Données :

- cote nominale (Cn).
- s'il s'agit d'un jeu garanti :
 - jeu maxi (Jmax)
 - jeu mini (Jmin)
- s'il s'agit d'un serrage garanti :
 - serrage maxi (Smax)
 - serrage mini (Smin)
- si l'ajustement est incertain :
 - jeu maxi (Jmax)
 - serrage maxi (Smax)

Les phases successives pour permettre la détermination d'un ajustement se résume comme suit :

- 1) -- D'après les tableaux des tolérances, on calcule la tolérance totale de l'ajustement TA en utilisant la formule :

- | | |
|-----------------------------------|--------------------------|
| - s'il s'agit d'un jeu : | $TA = J_{max} - J_{min}$ |
| - s'il s'agit d'un serrage : | $TA = S_{max} - S_{min}$ |
| - si l'ajustement est incertain : | $TA = S_{max} - J_{max}$ |

- 2) – Partager la valeur de la tolérance TA entre l'alésage et l'arbre de telle façon que la somme des intervalles de tolérance de l'arbre et de l'alésage soit inférieure ou au plus égale à TA tel que : $IT + it \leq TA$.

Généralement on adopte la valeur de tolérance de l'alésage supérieure à celle de l'arbre ($IT > it$). Si l'alésage est d'une certaine qualité X, la qualité correspondante à l'arbre devrait être de (X - 1) ou (X - 2). L'arbre doit être plus précis parce qu'il est relativement plus facile à usiner qu'un alésage.

- 3) – Choisir la position de tolérance pour l'alésage d'après la valeur reçue de son intervalle de tolérance IT. Pratiquement on adopte généralement l'alésage normal H de telle façon que ES = IT puisque EI = 0.

4) – Après avoir choisi l'alésage, on détermine l'arbre correspondant en calculant ses écarts es et ei.

- s'il s'agit d'un jeu :

On sait que $es = -J_{min}$

Et puisque $it = es - ei$

On calcule $ei = es - it = S_{max} - it$

- s'il s'agit d'un serrage :

On sait que $es = S_{max}$

et puisque $it = es - ei$

On calcule $ei = es - it = S_{max} - it$

- s'il s'agit d'un ajustement incertain :

On sait que $es = S_{max}$

Et puisque $it = es - ei$

On calcule $ei = es - it = S_{max} - it$

5) – Chercher dans les tableaux l'arbre normalisé qui se rapproche le plus de l'arbre déterminé ci-dessus et vérifier bien s'il satisfait les conditions :

- des jeux :

$$ES - ei \leq J_{max}$$

$$EI - es \geq J_{min}$$

- des serrages :

$$es - EI \leq S_{max}$$

$$ei - ES \geq S_{min}$$

- du jeu et serrage (ajustement incertain) :

$$ES - ei \leq J_{max}$$

$$es - EI \leq S_{max}$$

Si au moins l'une des deux conditions pour le type d'ajustement en question n'est pas satisfaite, on recommence la procédure en répartissant la tolérance d'ajustement totale TA entre l'alésage et l'arbre d'une autre façon, dans d'autres proportions et l'on revérifie les conditions jusqu'à ce qu'elles soient satisfaites.

Exemple :

Données :

- cote nominale : $\varnothing 70$

- jeu maxi : $J_{max} = 130$ microns

- jeu min : $J_{min} = 50$ microns

1) - $TA = J_{max} - J_{min} = 130 - 50 = 80$ microns

2) - il faut que : $IT + it < 80$

D'après les tableaux, on choisit :

- l'arbre de qualité 7 dont $it = 30 \mu$

- l'alésage de qualité 8 dont $IT = 46 \mu$

- 3) - Si l'on adopte pour un ajustement du type à alésage normal H, on a l'alésage : 70 H7
 $ES = IT = 46$ et $EI = 0$

- 4) - On détermine l'arbre correspondant :
 $es = -J_{min} = -50 \mu$
 $ei = es - it = -50 - 30 = -80 \mu$

On a donc l'arbre : $\varnothing 70 \begin{smallmatrix} -0,05 \\ 0,08 \end{smallmatrix}$ ou $\varnothing 70 e 7$

- 5) - D'après les tableaux les diamètres normalisés et proches de l'arbre

obtenu $\varnothing \begin{smallmatrix} -0,005 \\ -0,008 \end{smallmatrix}$:

a) - $\varnothing 70 \begin{smallmatrix} -0,06 \\ 0,09 \end{smallmatrix}$ ou $\varnothing 70 e 7$

b) $\varnothing 70 \begin{smallmatrix} -0,03 \\ 0,06 \end{smallmatrix}$ ou $\varnothing 70 f 7$

Vérifions la première condition de jeu pour les deux dimensions :

$$ES - ei \leq \text{Jeu max}$$

a) - $46 - (-90) = 136 > 130 \mu$: ne convient pas

b) $46 - (-60) = 106 < 130 \mu$: convient

Vérifions la deuxième condition de jeu pour seulement le deuxième arbre

$$EI - es \geq \text{Jeu min}$$

b) - $0 - (-30) = 30 < 50 \mu$: ne convient pas

En conclusion les deux arbres ne conviennent pas à notre partage de la tolérance d'ajustement.

De ce fait, il y a lieu de refaire un deuxième essai en recommençant le choix de partager la tolérance TA d'une autre façon telle que exposé ci-après.

1) - $TA = J_{max} - J_{min} = 130 - 50 = 80$ microns.

2) - Il faut que : $IT + it < 80 \mu$

D'après les tableaux, on obtient :

- l'arbre de qualité 7 dont $it = 30 \mu$

- l'alésage de qualité 7 dont $IT = 30 \mu$.

3) - Si l'on adopte pour un ajustement du type à alésage normal H, on a l'alésage : 70 H7

$$ES = IT = 30 \text{ et } EI = 0$$

4) – On détermine l'arbre correspondant :

$$es = -j_{\min} = -50 \mu$$

$$ei = es - it = -50 - 30 = -80 \mu$$

on a donc l'arbre : $\varnothing 70 \begin{smallmatrix} -0,05 \\ 0,08 \end{smallmatrix}$ ou $\varnothing 70/e7$

5) – D'après les tableaux les diamètres normalisés et proches de l'arbre obtenu :

$$\varnothing 70 \begin{smallmatrix} -0,05 \\ 0,08 \end{smallmatrix}$$

$$a) - \varnothing 70 \begin{smallmatrix} -0,06 \\ 0,09 \end{smallmatrix} \text{ ou } \varnothing 70 e7$$

$$b) - \varnothing 70 \begin{smallmatrix} -0,03 \\ 0,06 \end{smallmatrix} \text{ ou } \varnothing 70 f7$$

Vérifions la première condition de jeu pour les deux arbres :

$$ES - ei \leq \text{Jeu mini}$$

$$a) - 30 - (-90) = 120 < 130 \mu : \text{convient.}$$

$$b) - 30 - (-60) = 90 < 130 \mu : \text{convient}$$

Vérifions la deuxième condition de jeu pour les deux arbres :

$$EI - es \geq \text{Jeu mini}$$

$$a) - 0 - (-60) = 60 > 50 \mu : \text{convient}$$

$$b) - 0 - (-30) = 30 < 50 \mu : \text{ne convient pas.}$$

En conclusion parmi les deux arbres seul le premier $\varnothing 70 e7$ convient à notre ajustement du fait qu'il satisfait les deux conditions de jeu.

Ainsi l'ajustement recherché est : $\varnothing 70 H7 / e7$

3.1.3.14 Ajustements recommandés

Nous donnons quelques exemples sur l'utilisation des ajustements et le choix des tolérances en fonction de l'ajustement en précisant les qualités les plus couramment utilisées.

Nous signalons que tous les ajustements usuels recommandés sont du type :
Système à alésage normal H.

1)- Ajustement pour pièces mobiles

a) – ajustement libre : H11/d11 pour les pièces dont le fonctionnement nécessite un grand jeu.

- b) – ajustement tournant : H8.e8, H9.e9 et H8.f7 pour pièces tournantes ou glissantes en assurant un bon graissage tel que le guidage sur grande longueur avec rotation.
- c) – ajustement glissant : H7.g6 pour pièces avec guidage précis ayant des mouvements de faibles amplitudes tel que le guidage sur de petites longueurs en translation.

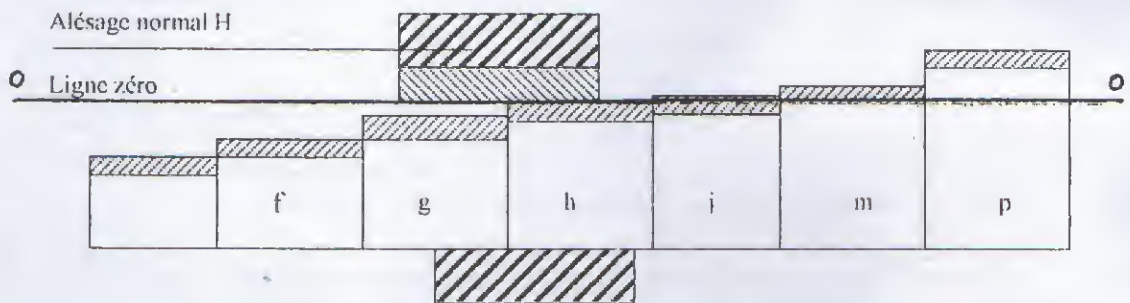
Dans ces trois types d'ajustements, le montage des pièces, leur graissage et le démontage sont faciles.

2) Ajustements pour pièces fixes

- a) – ajustement juste glissant : H6.h5, H7.h6, H8.h7, H9.h8 et H6.js5 dont le montage est possible à la main.
- b) – ajustement bloqué : H6.k5 et H7.m6 dont le montage s'effectue au maillet.

Ces deux types d'ajustement ne permettent pas la transmission d'efforts tel l'emmanchement des roulements et des roues clavetées. Le graissage étant impossible mais le démontage peut se faire sans détériorer les pièces.

c) – ajustement pressé : H7.p6, H8.s7 et H8.u7. Cet ajustement transmet des efforts et ne se graisse pas. Il est indémontable parce que son montage se fait à la presse.



Le même alésage H donne du jeu avec les arbres e, f, g, h du jeu ou du serrage avec les arbres j et m, du serrage avec l'arbre p.

(fig.213)

3.2 Principales méthodes de réalisation des ajustements avec serrage

Un ajustement avec serrage est toujours obtenu avec un arbre de cote réelle supérieure à celle de l'alésage :

$$C_{\text{réelle}}(\text{arbre}) > C_{\text{réelle}}(\text{alésage})$$

Le montage de l'arbre et de l'alésage se fait le plus souvent par :

- emmanchement forcé à froid
- dilatation de l'alésage
- contraction de l'arbre.

3.2.1 Emmanchement forcé à froid

a) au maillet ou au marteau

dans ce cas le serrage doit être faible et la surface de contact de faible étendue. Les chocs par coups de maillet ou de marteau sont suffisants pour vaincre l'effort de frottement provoqué par le serrage et permettre le glissement de l'arbre dans l'alésage en lui assurant assez d'adhérence pour qu'il reste solidaire du bâti.
Ex : 25 H7/P6.

b) Emmanchement à la presse

Lorsque l'emmanchement au marteau est impossible on a recours à la presse dont la pression peut atteindre plusieurs tonnes. Cette méthode est destinée pour l'emmanchement des pièces de grandes dimensions avec un fort serrage
Ex : 120 H7 / P6

3.2.2 Emmanchement par dilatation de l'alésage

Si l'alésage est chauffé jusqu'à une température $T = 400^{\circ}\text{C}$, il se dilate dans de grandes proportions et son emmanchement se fait alors avec jeu.

Le serrage est obtenu après contraction de l'alésage au refroidissement. Cette opération porte le nom de frettage à chaud.

Mais il est nécessaire de calculer le diamètre d'alésage de la frette tel que la limite élastique des métaux ne soit pas dépassée.

Dilatation ou contraction de quelques métaux :

Acier	: 12 μ par mètre et par degré
Laiton.....	: 18 μ par mètre et par degré
Alliage d'Al.....	: 23 μ par mètre et par degré
Alliage de Mg.....	: 25 μ par mètre et par degré

3.2.3 Emmanchement par contraction de l'arbre

Dans ce cas on réduit le diamètre de la pièce mâle (arbre) par refroidissement en le plongeant dans de l'azote liquide, ainsi est réalisé le chemisage de certains moteurs. La chemise refroidie à -190°C glisse facilement dans le cylindre. Le serrage est obtenu lorsque l'ensemble est revenu à la température ambiante.

4. Tolérances géométriques de forme et position

Les dimensions d'une pièce sont toujours affectées de tolérances dimensionnelles. On définit ainsi deux limites, respectivement au maximum et au minimum de matière. Toute pièce réalisée entre ces deux limites sera acceptée par les appareils de contrôle.

Cela étant, une réalisation n'est jamais parfaite. A cet effet, la pièce doit satisfaire également d'autres exigences géométriques pour palier aux défauts de forme et de position car ils influent sur le contact entre les pièces.






Selon l'aspect géométrique d'une pièce, les défauts de forme concernent une seule propriété telle que :

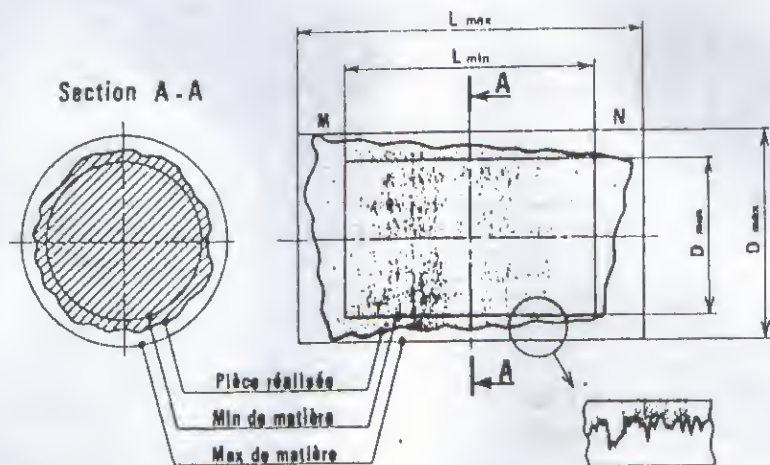
- la planéité
- la rectitude d'un axe
- la rectitude d'une génératrice
- la cylindricité
- la circularité





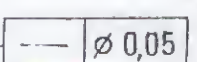





Tandis que les défauts de position concernent une relation entre deux éléments géométriques de la pièce.

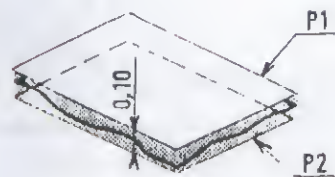
- l'inclinaison entre deux faces planes
- le parallélisme de deux faces
- la perpendicularité d'une face et d'un axe
- la coaxialité par rapport à un plan
- la position relative de deux trous

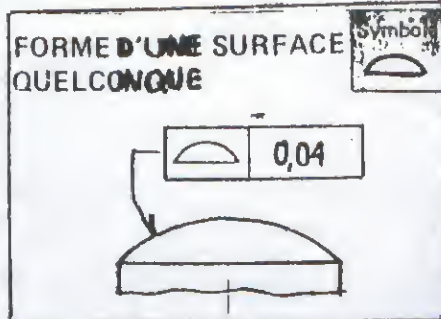
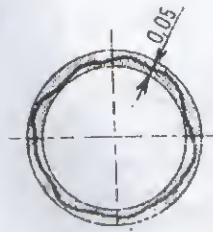
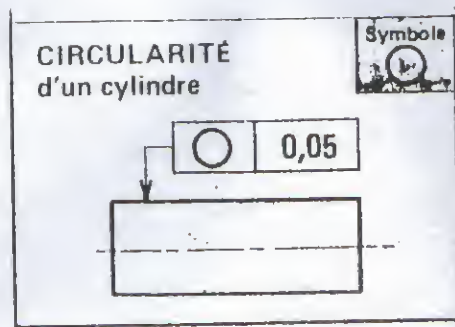
On trouvera ci-après les tolérances de forme et de position que l'on rencontre le plus souvent, présentées à l'aide d'exemples facilement adaptables à d'autres cas de figures. Sur chaque dessin, il est représenté le signe conventionnel traduisant le type de tolérance à respecter.

Tolérances de FORME	Planéité de surface	
	Rectitude d'un axe -- d'une ligne	
	Cylindricité d'un cylindre	
	Circularité d'un cylindre -- d'un cône	
	Forme d'une surface quelconque	




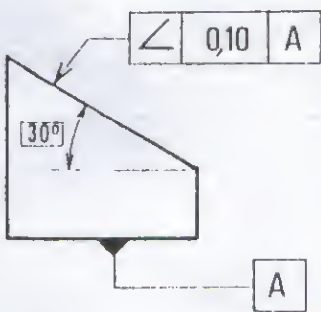
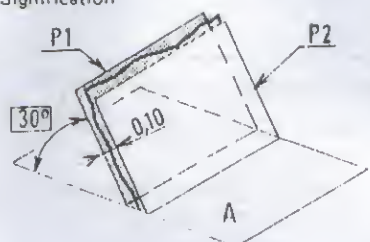

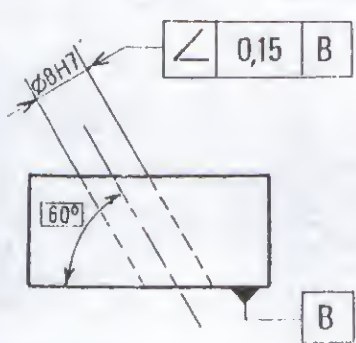
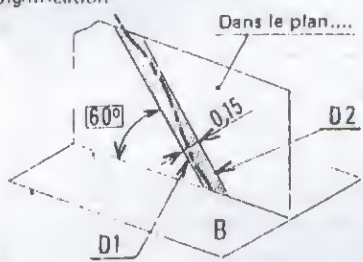

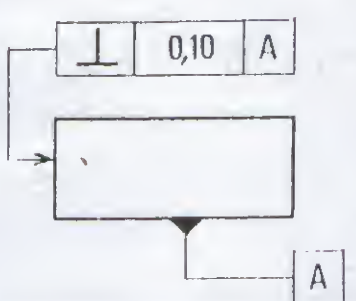
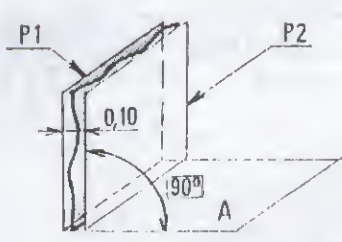
<p>PLANÉITÉ d'une surface</p> <p></p> <p></p> <p></p>	<p>Symbole</p> <p></p>
<p>RECTITUDE d'un axe</p> <p></p> <p></p>	<p>Symbole</p> <p></p>
<p>CYLINDRICITÉ d'un cylindre</p> <p></p> <p></p>	<p>Symbole</p> <p></p>


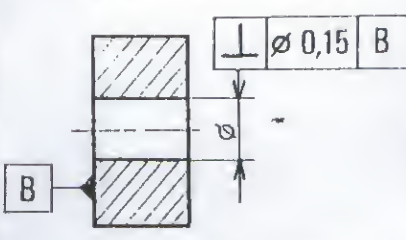
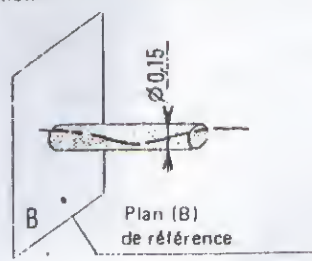

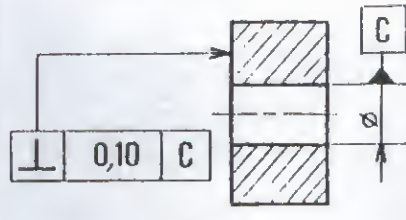
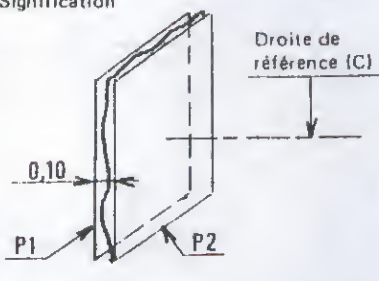

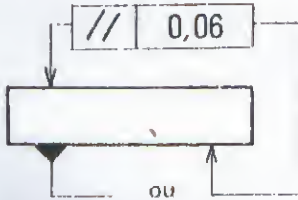
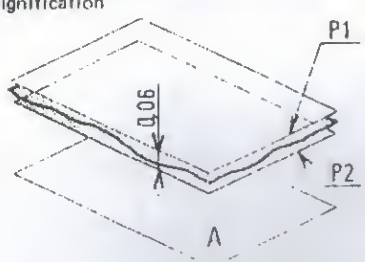




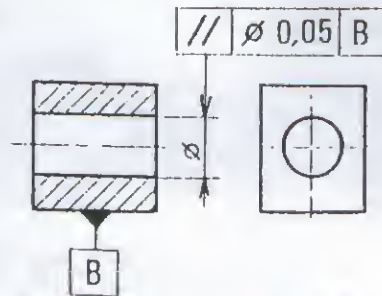
B - TOLÉRANCES DE POSITION

Tolérances d'ORIENTATION	Inclinaison	
	Perpendicularité	
	Parallélisme	
Tolérances de POSITION	Localisation d'un élément	
	Coaxialité ou concentricité	
	Symétrie	
BATTEMENT	Battement simple	
	Battement total	

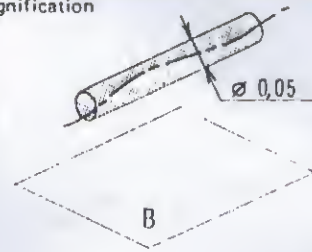
<p>INCLINAISON de 2 surfaces</p> <p>Symbole </p> 	<p>Signification</p> 
<p>INCLINAISON d'un axe et d'une surface</p> <p>Symbole </p> 	<p>Signification</p> 
<p>PERPENDICULARITÉ de 2 surfaces planes</p> <p>Symbole </p> 	<p>Signification</p> 

<p>PERPENDICULARITÉ d'un axe et d'une surface</p> <p>Symbole</p>  <p>Cas 1 : la surface plane est usinée avant la surface cylindrique.</p> 	<p>Signification</p> 
<p>PERPENDICULARITÉ d'un axe et d'une surface</p> <p>Symbole</p>  <p>Cas 2 : la surface cylindrique est usinée avant la surface plane.</p> 	<p>Signification</p> 
<p>PARALLÉLISME de 2 surfaces</p> <p>Symbole</p>  	<p>Signification</p> 

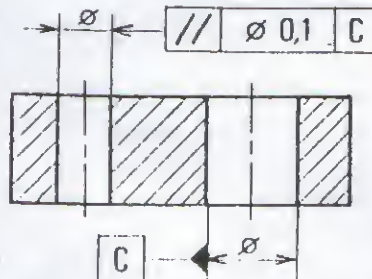
PARALLÉLISME d'un axe et d'une surface



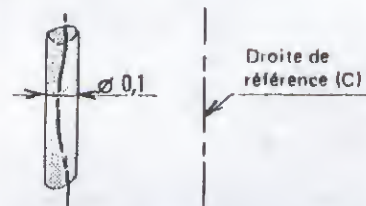
Signification



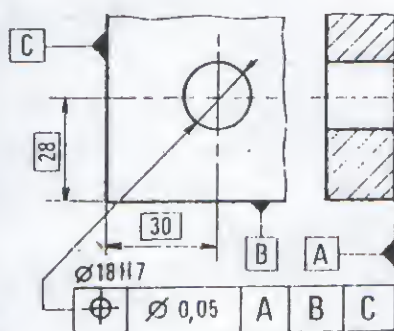
PARALLÉLISME de 2 axes



Signification



LOCALISATION d'un élément



Symbole



Signification

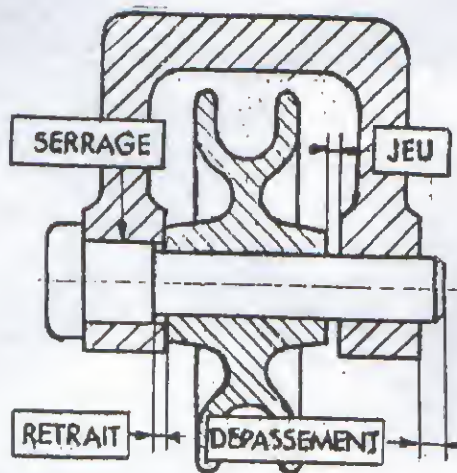
Position théorique
Zone de tolérance
cylindrique



<p>COAXIALITÉ de 2 cylindres</p> <p>Symbol</p>	<p>Signification</p> <p>Axe de (A) : référence</p>
<p>SYMÉTRIE d'une rainure.</p>	<p>Signification</p>
<p>BATTEMENT SIMPLE RADIAL</p>	<p>Signification</p> <p>Axe de référence (AB)</p>
<p>BATTEMENT SIMPLE AXIAL</p>	<p>Signification</p> <p>Axe de référence</p>

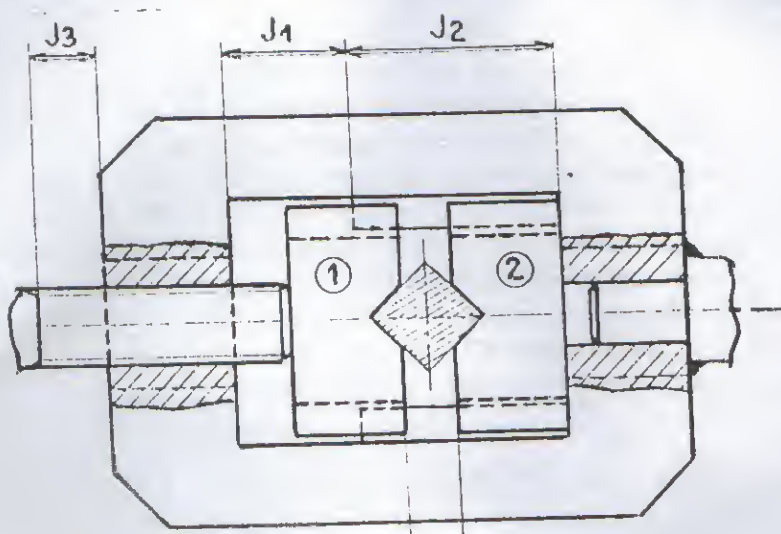
5. Cotation fonctionnelle

Les conditions qui déterminent une pièce, un produit apte à l'emploi sont multiples. Nous nous bornerons cependant à étudier les conditions essentielles qui déterminent directement le fonctionnement d'une pièce dans son ensemble mécanique par exemple. Ces conditions se traduisent généralement par des jeux de fonctionnement. Ces jeux déterminent des chaînes de cotes fonctionnelles. Mais il existe également d'autres types de conditions à remplir. En particulier, des conditions de résistance (implantation d'une vis, gousset de rivet, pas d'une rivure), des conditions de montage-démontage (tourne à gauche) de capacité, des conditions d'encombrement, de poids, de prix de revient etc... conditions relatives aux propriétés physico-chimiques des matériaux etc... conditions de serrage, blocage ou la combinaison de plusieurs conditions à la fois (fig.214 et fig 215).



(fig.214)

Pour parler de la fonction de la pièce il faut qu'elle appartienne à un ensemble mécanique (deux pièces au minimum) dans lequel elle a un certain rôle. De tel sorte qu'on ne peut réaliser la cotation fonctionnelle d'une pièce si on ne sait pas de quel ensemble elle fait partie. Une pièce ne doit donc jamais être présentée seule mais dans un ensemble.



J_1 : condition de montage et démontage de ① et ②

J_2 : condition de capacité du tourne à gauche

J_3 : condition de serrage : $J_3 > 0$ lorsque $X \approx 0$.

(fig.215)

5.1 Définition et but de la cotation fonctionnelle.

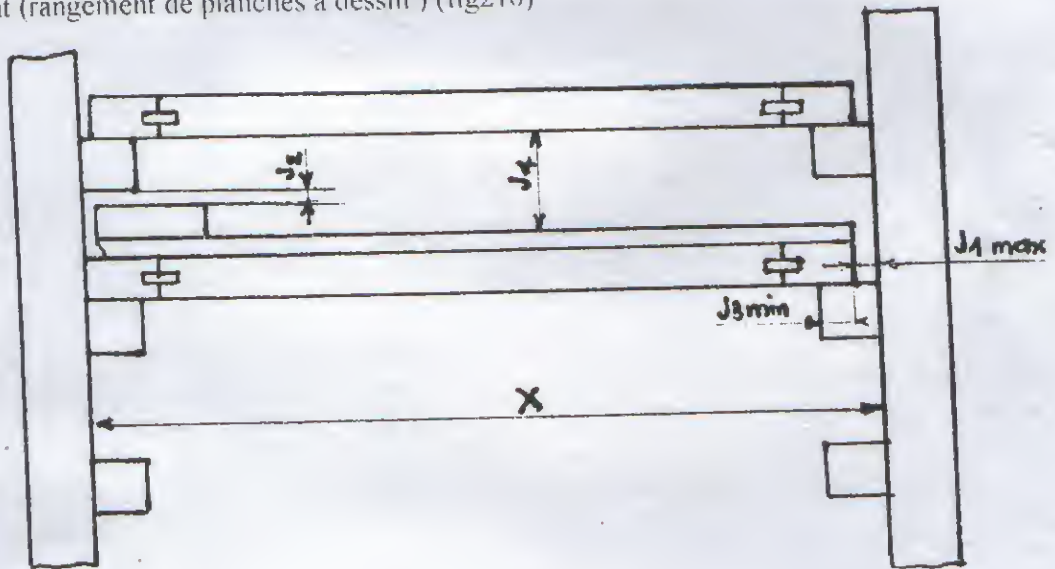
La cotation fonctionnelle est une cotation fondée sur l'analyse de la fonction de la pièce à coter. Elle découle directement des conditions d'aptitude du produit à l'emploi.

Elle a pour objectif premier de contribuer à la rationalisation des coûts de fabrication en donnant les tolérances les plus larges possibles exigées à l'exécution du produit, afin d'assurer les meilleures conditions de fonctionnement.

5.2 Utilité du jeu

Pour assurer l'interchangeabilité des pièces, il faut fixer les limites supérieure et inférieure de la cote nominale, en fonction des conditions de fonctionnement. or l'examen de celle-ci permet en général de définir les valeurs limites d'un jeu, le jeu étant la distance comprise entre deux surfaces fonctionnelles et peut être > 0 , $= 0$, < 0 (serrage) l'existence de ce jeu et de sa tolérance permet d'attribuer, aux dimensions des pièces constitutives des tolérances de fabrication. Ces tolérances seront d'autant plus larges que la tolérance de jeu sera plus grande.

Pour connaître l'utilité du jeu dans un assemblage, nous examinerons l'exemple suivant (rangement de planches à dessin) (fig 216)



(fig. 216)

Les conditions de rangement sont :

- 1) il faut que la planche soit moins longue que $X \Rightarrow J_1$.
- 2) que le té de la longueur de la planche puisse se ranger $\Rightarrow J_2$.
- 3) qu'en aucun cas la planche ne puisse tomber $\Rightarrow J_3 \min$.
- 4) un jeu suffisant pour prendre la planche, mettre un livre $\Rightarrow J_4$

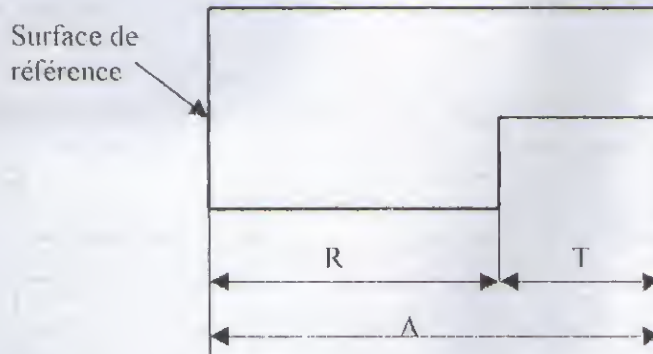
5.3 Chaîne de cotes

La recherche des cotes fonctionnelles et la détermination de leurs limites de tolérances est basée essentiellement sur la méthode appelée chaîne de cote.

Une chaîne de cotes est une suite de dimensions permettant de passer de l'une des surfaces terminales à l'autre par l'intermédiaire des surfaces d'appui des différentes pièces. Les cotes fonctionnelles sont celles qui donnent la chaîne de cotes la plus courte, afin que la tolérance de jeu, étant répartie sur le minimum de cotes composantes, soit la plus grande possible sur chaque cote. On obtiendra la chaîne de cotes la plus courte en reliant directement, en partant de l'une des surfaces terminales

limitant le jeu, pour aboutir à l'autre surface terminale, les surfaces de jonction des différentes pièces constituant l'assemblage.

Dans la chaîne de cotes, il y a ce qu'on appelle les dimensions augmentantes (A), réduisantes (R) et terminales (T).



(fig.217)

Sur la figure 217 la cote T est appelée cote terminale parce qu'elle représente la cote fonctionnelle condition et elle est la dernière cote à usiner pour une pièce ou à monter s'il s'agit d'un assemblage.

La cote A est dite augmentante parce que si elle augmente la cote terminale augmente aussi.

La cote R est appelée réduisante car si elle diminue, la cote terminale diminue également.

$$T = A - R$$

Déterminons l'intervalle de tolérance IT_T de la cote terminale T :

$$T_{\text{nominal}} = A_{\text{nominal}} - R_{\text{nominal}}$$

$$T_{\text{maxi}} = A_{\text{maxi}} - R_{\text{mini}}$$

$$T_{\text{mini}} = A_{\text{mini}} - R_{\text{maxi}}$$

Par définition l'intervalle de tolérance de T est fonction des cotes maxi et mini, on peut écrire :

$$IT_T = T_{\text{maxi}} - T_{\text{mini}}$$

Comme $T = A - R$, la cote maximale lorsque la cote A est maximale et le cote R est minimale et inversement, donc :

$$T_{\max} = A_{\max} - R_{\min}$$

$$T_{\min} = A_{\min} - R_{\max}$$

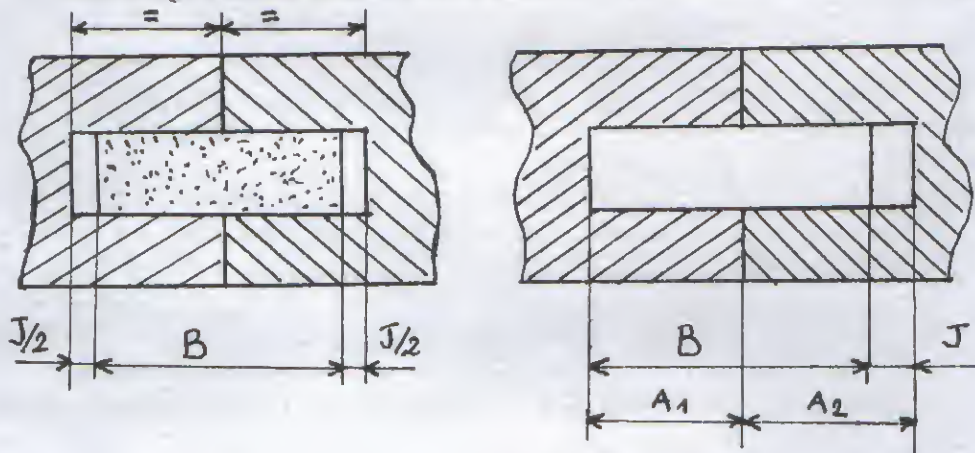
$$\begin{aligned} IT_T &= (A_{\max} - R_{\min}) - (A_{\min} - R_{\max}) \\ &= (A_{\max} - A_{\min}) - (R_{\max} - R_{\min}) \end{aligned}$$

$$IT_T = IT_A + IT_R$$

Cette formule est valable quelque soit le nombre de cotes dimensionnelles, donc on peut énoncer que la tolérance de la cote terminale est égale à la somme des intervalles de tolérance des cotes composant la chaîne de cotes.

Pour trouver une chaîne de cotes on a intérêt à mettre le jeu d'un seul coté pour simplifier les calculs et obtenir des surfaces de contact.

L'assemblage à fausse languette dit à languette rapportée est un exemple (fig.218)



(fig 218)

$$J = J/2 + J/2$$

La chaîne de cote nous donne la relation :

$$J = (A_1 + A_2) - B$$

Selon la valeur qu'on veut attribuer à j, on joue sur les 3 cotes $A_1 = A_2$ et B. j est fonction de A et B et on peut écrire :

$$j = f(A, B)$$

5.4 Détermination des cotes fonctionnelles

En pratique, on ne calcule pas l'intervalle de tolérance de la cote terminale ou cote condition parce qu'elle est généralement imposée dans la conception pour des raisons précises.

De ce fait on considère la tâche inverse c'est à dire en connaissant l'intervalle de tolérance de la cote terminale, l'on cherche à déterminer les intervalles de tolérance des cotes composante.

Pour cela, on partage la tolérance terminale entre toutes les cotes composantes non pas proportionnellement mais en fonction des difficultés d'exécution d'une part et des objectifs ou exigences de fonctionnement ou de montage d'autre part.

Le plus grand intervalle de tolérance sera attribué à la cote évidemment la moins précise, celle qui est la plus grande ou celle qui est la plus difficile à réaliser.

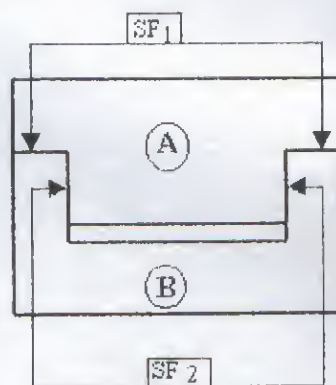
Nous résumons ainsi la marche à suivre dans une étude fonctionnelle en quatre étapes successives :

- a) - l'analyse fonctionnelle de la pièce ou des pièces assemblée et les exigences technologiques
- b) - les conditions de fonctionnement à imposer.
- c) - le choix des dimensions à coter et la détermination de la chaîne de cotes fonctionnelles la plus courte possible.
- d) - le calcul des cotes nominales et tolérances par répartition ou choix de la tolérance du jeu fonctionnel entre les cotes constituant la chaîne.

Exemple 1 : Coulisseau et glissière (fig.219)

Prenons comme premier exemple un ensemble simple de deux pièces A et B.
Comment faut-il procéder pour établir une cotation fonctionnelle de ces deux pièces ?

- 1) Il faut d'abord faire une analyse fonctionnelle de l'ensemble ; c'est à dire le décomposer en ses différentes parties et étudier le fonctionnement de chacune d'elles.
 - a) - le coulisseau se déplace longitudinalement dans la glissière.
 - b) - le guidage est réalisé par un assemblage du type rainure et languette.
 - c) - les surfaces de liaisons sont les surfaces SF_1 et SF_2 qu'on appelle surfaces fonctionnelles.



(fig.219)

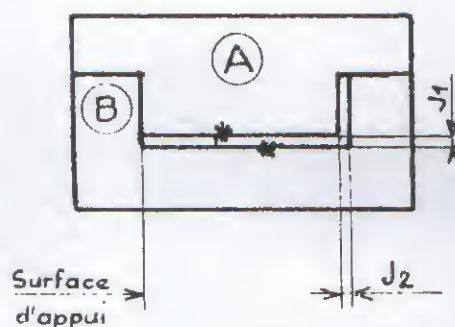
Définition : une surface fonctionnelle est le plus souvent une surface de contact ou d'appui (en général précise et de bonne correction géométrique) commune à 2 ou plusieurs pièces d'un ensemble.

- 2) Il faut ensuite rechercher les conditions de fonctionnement qui se traduisent généralement par des jeux de montage et de démontage. (dans ce cas j_1 et j_2).

Définition du jeu : C'est la cote prise entre deux lignes d'attache dans le prolongement de deux surfaces appartenant à deux pièces différentes. Ces deux surfaces sont appelées surfaces terminales.

Nota : Une cote condition peut être attribuée à une seule pièce. Les surfaces terminales peuvent être fonctionnelles ou non selon que le contact est possible ou impossible.

- Si on veut que la surface de contact entre A et B soit SF_1 il faut nécessairement un jeu j_1 entre les surfaces repérées * *.
- Si on veut que A coulisse librement sur B et soit guidé dans la rainure il faut réaliser entre les surfaces de guidage SF_2 un ajustement glissant (voir tolérances normalisées) donc un jeu j_2 très faible mais réel (>0) qu'on ne matérialise pas en dessin industriel car par définition, les surfaces complémentaires d'un ajustement ont la même cote nominale. On rattrape le jeu d'un seul coté pour faciliter les calculs. On dit que le jeu est unilatéral.



(fig. 220)

Nota : Pour faciliter le raisonnement on matérialisera cependant les jeux très faibles résultant d'ajustement en exagérant volontairement.

- On établit une chaîne de cote minimale relative à chacun des jeux J_1 et J_2 . Une chaîne de cotes est l'ensemble des cotes qui satisfont (ou qui expriment) un jeu ou condition fonctionnelle. La chaîne des cotes est minimale lorsque le jeu est défini par un nombre minimal de cotes.

Nota : Il faut réaliser des chaînes de cotes minimales car elles permettent d'accorder aux cotes de la chaîne des tolérances maximales.

a) Chaîne de cotes minimales relatives à J_1

Les deux lignes d'attache du jeu J_1 appartiennent aux surfaces terminales des pièces A et B.

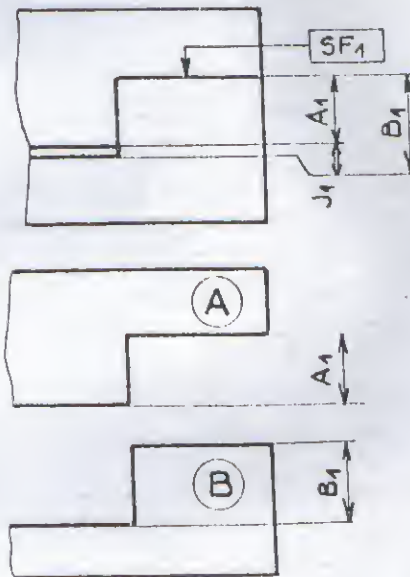
Les cotes fonctionnelles déterminant J_1 partent des deux lignes d'attache du jeu et aboutissent à une surface fonctionnelle commune aux deux pièces A et B. Soit SF_1 .

On détermine ainsi :

- la cote fonctionnelle A_1 relative à la pièce A.
- la cote fonctionnelle B_1 relative à la pièce B.

On obtient la relation :

$$J_1 = B_1 - A_1$$



(fig.221)

Remarques

- A un jeu correspond une chaîne de cotes.
- Il y a autant de cotes composantes (ou maillons) qu'il y a de pièces participant à la fonction, soit : une cote fonctionnelle par pièce. Une telle chaîne est appelée : Chaîne de cotes minimale.

b) Chaîne de cotes minimale relative à J_2

On obtient la relation $J_2 = B_2 - A_2$. Le jeu est donc égal à la somme algébrique des cotes composantes de la chaîne. (ce que nous vérifierons lorsque la chaîne aura 3 cotes et n cotes). Le problème revient à déterminer deux cotes tolérancées qualifiées pour remplir le fonction d'ajustement glissant.

Soit par exemple 40 H7 - g6. La valeur d'écart est :

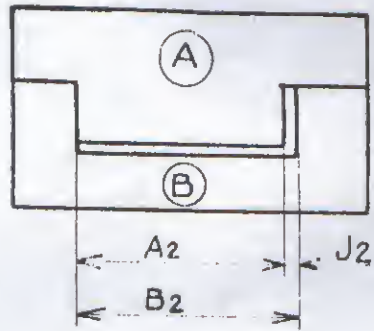
Pour le contenant : 40 H7 : $+25 \mu = B_2$
 $- 9$

Pour le contenu : 40g6 : $- 25 \mu = A_2$

Ce qui nous donne $J_{max} = 25 - (- 25) = 50 \mu = 0,05$; $J_{min} = 0 - (- 9) = 9 \mu \approx 0,01$

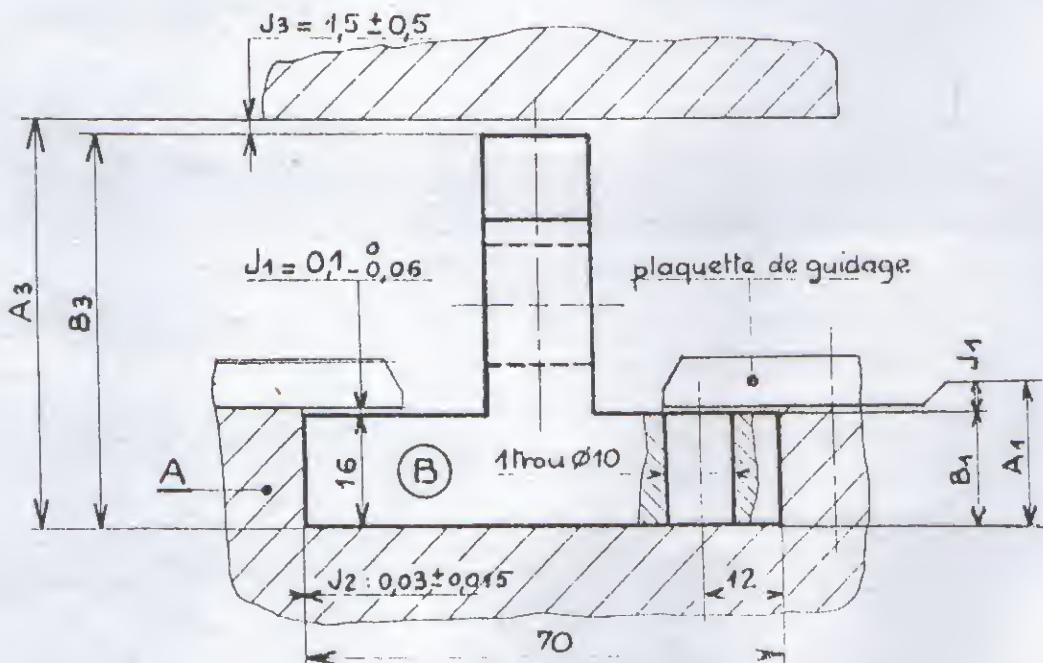
$0,01 \leq J \leq 0,05$ que l'on peut écrire $J = 0,03 \pm 0,02$

La tolérance du jeu est égale à la somme des tolérances des cotes composantes de la chaîne. Ce que nous avons déjà constaté lors de l'étude des ajustements.



(fig. 222)

Exemple 2 : Coulisseau (fig.223)



(fig.223)

$$1) J_1 = 0,1 - 0,06 ; (IT / J_1 = 0,06).$$



La chaîne de cotes est la suivante:

Il faut que la somme des tolérances des cotes A_1 et B_1 soit égale à la tolérance du jeu c'est à dire de la condition

$$0,06 = 0,03 + 0,03 \text{ par exemple.}$$

$$IT / J = IT / A_1 + IT / B_1$$

On connaît donc la valeur de IT mais on ne connaît pas leur position / C.N. On se fixe au départ une cote en respectant le principe de la cotation au maximum de matière. Par exemple B_1

$B_1 = 16 - 0,03 ; (IT / B_1 = 0,03)$, et on calcule ensuite les valeurs limites que peut prendre

A_1 en posant les formules suivantes :

$$J_{\max} = \dots \quad J_{\min} = \dots$$

$$J_{\max} = A_{\max} - B_{\min} \quad 0,1 = A_{\max} - 15,97 \quad A_{\max} = 16,07$$

$$J_{\min} = A_{\min} - B_{\max} \quad 0,04 = A_{\min} - 16 \quad A_{\min} = 16,04$$

D'où :

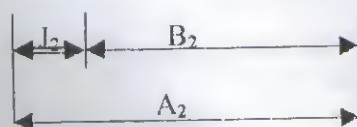
$$A_1 = 16 \begin{smallmatrix} +0,07 \\ +0,04 \end{smallmatrix} \quad \text{ou} \quad A_1 = 16,04 \begin{smallmatrix} +0,03 \\ 0 \end{smallmatrix}$$

Reprendre les calculs en considérant la dispersion suivante :

$$IT / J = IT / A + IT / B$$

$$0,06 = 0,04 + 0,02$$

2) $J_2 = 0,03 \pm 0,015 ; (IT/2 = 0,03)$. La chaîne de cotes est la suivantes :



$$IT / J_2 = IT / A_2 + IT / B_2$$

$$0,03 = 0,015 + 0,015 \text{ par exemple}$$

On se fixe une cote en respectant le principe de la cotation au max. de matière

$$B_2 = 70 - 0,015$$

Valeurs limites de A_2

$$J_{\max} = A_{\max} - B_{\min} \quad 0,045 = A_{\max} - 69,985 \quad A_{\max} = 70,03$$

$$J_{\min} = A_{\min} - B_{\max} \quad 0,015 = A_{\min} - 70 \quad A_{\min} = 70,015$$

$$A_2 = 70 \begin{smallmatrix} +0,03 \\ +0,015 \end{smallmatrix} \quad \text{ou} \quad A_2 = 70,015 \begin{smallmatrix} +0,015 \\ 0 \end{smallmatrix}$$

3) $J_3 = 1,5 \pm 0,5$; ($IT/J_3 = 1$).

On considère que J_1 n'a pas d'influence sur J_3 min.

La chaîne de cotes est la suivante :



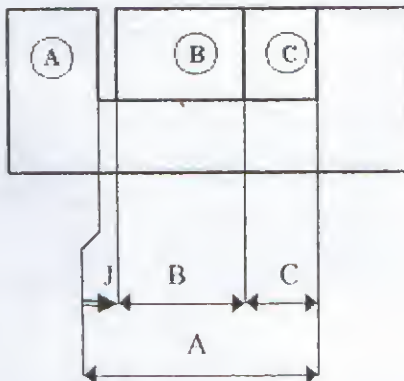
$$IT/J_3 = IT/A_3 + IT/B_3$$

$$1 = 0,5 + 0,5 \text{ par exemple. On se fixe } B_3 = 57 - 0,5$$

Valeurs limites de A_3

$$J_{\max} = A_{\max} - B_{\min}$$

Exemple 3 coulisseau (fig.224)



(fig.224)

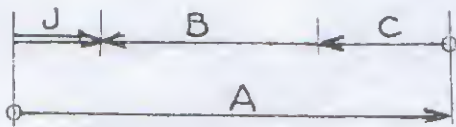
$$J = A - (B + C)$$

Soit $J = 1,5 \pm 0,5$ la cote condition

Calculer les tolérances de A, B et C

$$A = 40, B = 25 ; C = ?$$

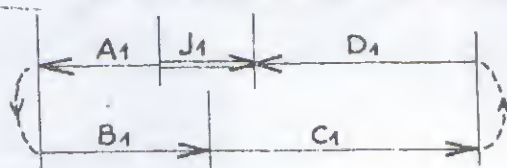
Dans certains exemples délicats, pour faciliter le raisonnement, on peut avoir intérêt à remplacer les lignes de cotes par des VECTEURS. (un vecteur est un segment de droite orienté). La chaîne de cotes devient :



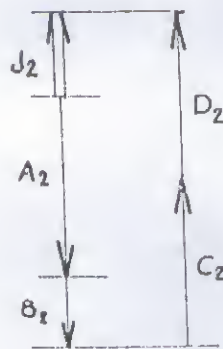
Principe. A partir de l'origine du vecteur condition on trace le premier vecteur ; le deuxième vecteur a pour origine l'extrémité du premier etc... l'extrémité du dernier vecteur est confondue avec l'extrémité du vecteur J.

Le sens positif est donné par le sens du vecteur J. On choisit le sens + de la gauche vers la droite et de bas en haut.

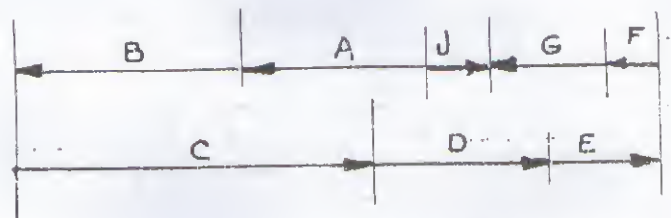
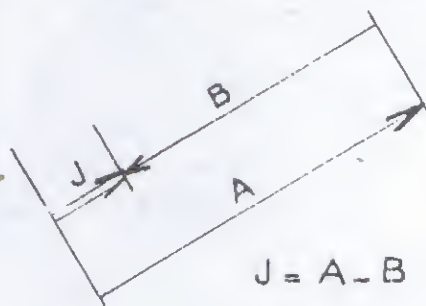
Exemples de chaînes de cotes représentées avec des vecteurs.



$$J_1 = (B_1 + C_1) - (A_1 + D_1)$$



$$J_2 = (C_2 + D_2) - (A_2 + B_2)$$



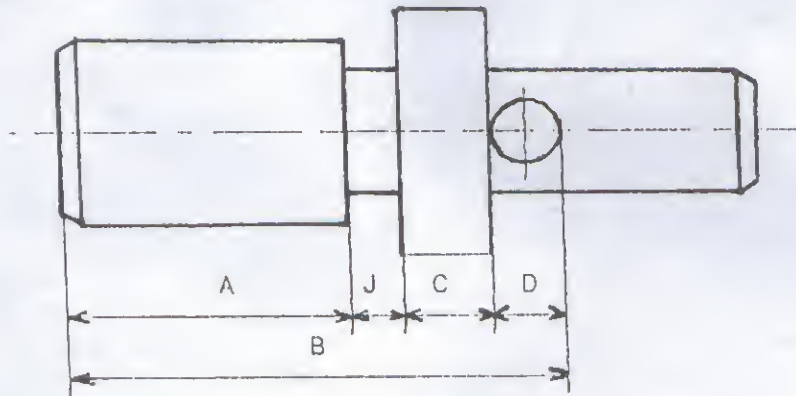
$$J = (C + D + E) - (A + B + F + G)$$

Exemple 4 : Arbre (fig.225)

L'usage de la pièce de la (fig.225) nécessite les conditions particulières suivantes :

- la cote condition J doit être égale à $2^{+0.4}$, c'est un jeu très précis exigé pour le fonctionnement.

- l'usinage du trou est important, on donne son diamètre et sa tolérance : $D = 10^{+0,025}$,
- la cote A est la référence de la surface d'usinage étant connue : $A = 10^{+0,05}$,
- la cote C étant importante $C = 12$, déterminer sa tolérance.
- déterminer la cote B et sa tolérance.



(fig.225)

$$J = B - (A + C + D)$$

$$B = J + A + C + D$$

$$B = 2 + 40 + 12 + 10$$

$$B = 64$$

B étant la cote nominale : $B_{nom} = 64$

$$IT_J = IT_A + IT_B + IT_C + IT_D$$

$$IT_B + IT_C = IT_J - IT_A - IT_D$$

IT = écart supérieur - écart inférieur

$$IT_B + IT_C = 0,4 - 0,1 - 0,05 = 0,25$$

Partageons cette tolérance entre les cotes B et C. Comme la cote B est la plus grande, on lui attribue une plus grande valeur :

$$\text{Soit } IT_B = 0,2 \text{ donc } IT_C = 0,25 - 0,20 = 0,05$$

$$\text{Comme } IT_C = 2 \cdot x = 0,05 \text{ alors } x = 0,025$$

$$\text{Ainsi on peut écrire : } C = 12^{+0,025}$$

D'après les formules des cotes limites on a :

$$J_{min} = B_{min} - A_{max} - C_{max} - D_{max}$$

D'où :

$$B_{min} = J_{min} + A_{max} + C_{max} + D_{max}$$

$$B_{min} = 2,00 + 40,05 + 12,025 + 10,025$$

$$B_{\min} = 64,10.$$

Comme on sait que : $IT_B = B_{\max} - B_{\min}$
 Donc $B_{\max} = IT_B + B_{\min}$
 $B_{\max} = 0,20 + 64,10$
 $B_{\max} = 64,30$

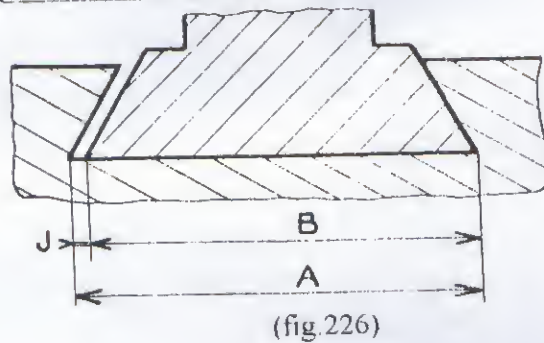
Calculons les écarts de la cote B :

- l'écart supérieur $ES = B_{\max} - B_{\text{nom}}$
 $ES = 64,30 - 64,00$
 $ES = +0,30.$

- l'écart inférieur $EI = B_{\min} - B_{\text{nom}}$
 $EI = 64,10 - 64,00$
 $EI = +0,10$

On peut écrire la cote B tolérancée : $B = 64 \begin{smallmatrix} +0,30 \\ +0,10 \end{smallmatrix}$

Exemple 5 : Queues d'aronde (fig.226)



$$J = 0,01_0^{+0,049} ; (IT/J = 0,049)$$

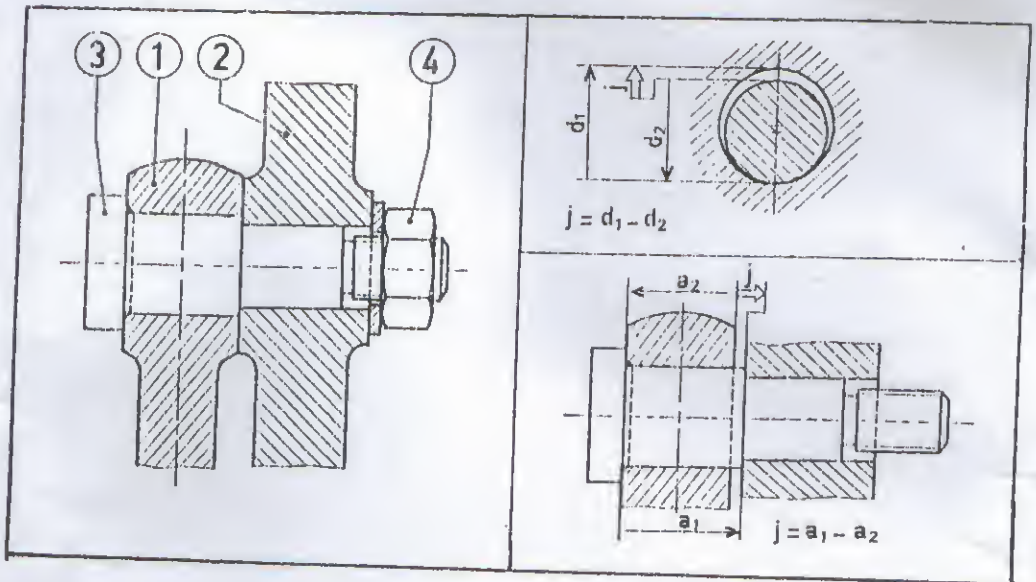
$$IT/J = IT/A + IT/B \quad 0,049 = 0,03 + 0,019 \text{ par exemple.}$$

On se fixe une cote :

$$A = 56_0^{+0,03}$$

Valeurs limites de B.

Exemple 6 : Articulation (fig.227)



(fig.227)

a) Etude fonctionnelle

La biellette (1) doit pouvoir pivoter sur l'axe (3), celui-ci étant fixé de façon rigide sur le bâti (2) au moyen de l'écrou (4) vissé sur l'axe.

Notre étude sera limitée à celle de l'assemblage biellette sur l'axe. Donc le mouvement de la biellette sur l'axe sera possible si les deux conditions ci-dessous seront satisfaites :

A- S'il existe un certain jeu diamétral entre l'axe et l'alésage de la biellette.

B- S'il existe un certain jeu axial entre la tête de l'axe et la face gauche de la biellette, ou entre la face droite de la biellette et le bâti.

b) Choix des dimensions à coller

1^{ère} condition (fig.B) : le jeu diamétral est évidemment égal à la différence entre le diamètre d'alésage d_1 et le diamètre d_2 d'où on a la relation $J = d_1 - d_2$.
 d_1 et d_2 sont deux cotes fonctionnelles.

2^e condition (fig.C) ; soit a_1 la longueur de la portée de l'axe et a_2 l'épaisseur de la tête de biellette le jeu axial est égal à la différence entre a_1 et a_2 d'où $j = a_1 - a_2$
 a_1 et a_2 sont des cotes fonctionnelles.

c) Calcul des cotes fonctionnelles

1) calcul de d_1 et d_2

La cote nominale est donnée par la condition de résistance de l'axe, le jeu doit être tel que la rotation de la biellette sur l'axe soit facile avec cependant un bon guidage en rotation.

L'emploi des ajustements normalisés (ajustement cylindrique) pour un assemblage tournant donne le choix entre les ajustements H6/f6, H7/f7, H9/e9, H11/d11 surtout le degré de précision recherché par exemple pour un diamètre de $d = 16$ et si nous optons pour l'ajustement H7/f7 les écarts seront pour l'alésage $d_1 = 16^{+0,018}_0$ arbre

$$d_2 = 16^{+0,016}_{-0,034}$$

Ce sont donc les cotes fonctionnelles

$$J_{\text{umaxi}} = 18 - (-34) = 54 \mu$$

$$J_{\text{umini}} = 0 - (-16) = 16 \mu$$

2) Calcul de a_1 et a_2

Supposant $a_{\text{nominal}} = 20$, et que le fonctionnement correct de l'ensemble, tel qu'il peut avoir été déterminé par le calcul ou par l'expérience, un $J_{\text{umaxi}} = 0,08$ mm et $J_{\text{umini}} = 0,03$ mm soit une tolérance de Jeu (TA) de 0,05

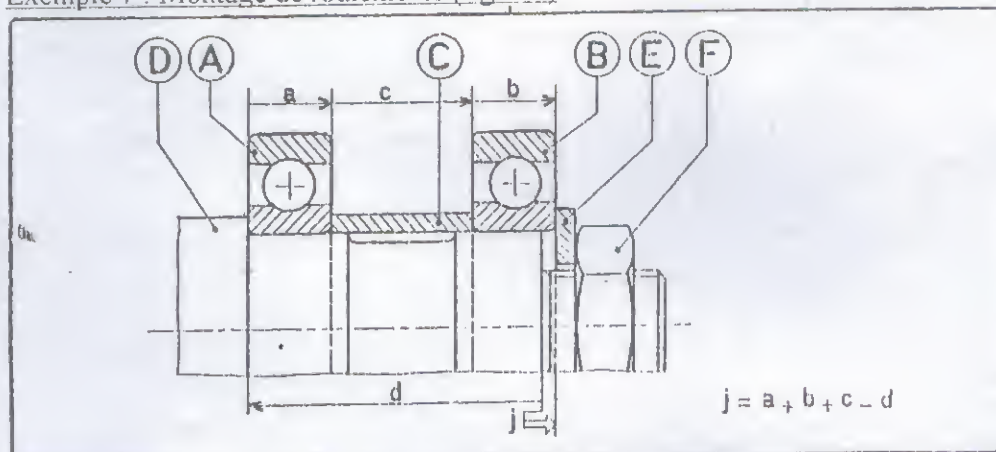
$$TA = IT / a_1 + IT / a_2 = J_{\text{umaxi}} - J_{\text{umini}} = 0,08 - 0,03 = 0,05$$

$$\text{Or } a_1 = a_2 = j$$

$$IT / a_1 + IT / a_2 = 0,05 \text{ mm}$$

$$\text{Supposons que } IT / a_1 = IT / a_2 = 0,05 / 2 = 0,025 \text{ mm}$$

Exemple 7 : Montage de roulements (fig.228)



(fig.228)

a) Etude fonctionnelle

Les roulements A et B doivent être serrés simultanément sur le bout d'arbre par serrage de l'écrou F.

A cet effet, A s'appuie sur un épaulement de l'arbre, l'écrou F s'appuie sur la rondelle E sur le roulement B et une bague C transmet le serrage de B à A. Pour que le serrage soit effectif il faut qu'un jeu j existe entre l'extrémité de la partie lisse de l'arbre et la rondelle.

On se limitera à la recherche des cotes fonctionnelles permettant de remplir cette condition.

b) Choix des dimensions à coter

Le jeu j dépend de la longueur d de l'arbre et des épaisseurs a, b, c des 3 pièces montées sur lui, la cote j sera :

$$j = a + b + c - d$$

Les cotes a, b, c, d sont des cotes fonctionnelles puisqu'elles déterminent le jeu j .
Les cotes nominales a, b, c sont connues :

$a = b = 18 \quad c = 30$, on peut calculer le cote nominale d et ses limites.

c) Calcul de d

Relativement à l'épaisseur b du roulement $b = 18$ mm le jeu j peut être compris entre 2 et 3 mm soit une tolérance de 1 mm.

Jeu maxi = 3

Jeu mini = 2 $IT/j = 3 - 2 = 1$ mm

D'après les propriétés des cotes tolérancées on peut écrire :

$$IT/j = IT/a + IT/b + IT/c + IT/d$$

Les tolérances des roulements sont connues

$$a = b = 18_{0,12}^0 \quad IT/a = IT/b = ES - EI = 0,12$$

puisque IT/j est important IT/c peut être large $IT/c = 0,2$ réparti également de part et d'autre de la ligne zéro.

$$C = 30_{0,1}^{+0,1}$$

$$0,12 + 0,12 + 0,20 + IT/d = 1 \text{ mm}$$

$$IT/d = 1 - 0,44 = 0,56 \text{ mm}$$

d) Ecart et cotes limites

$$J_{\max} = a_{\max} + b_{\max} + c_{\max} - d_{\min}$$

$$d_{\min} = a_{\max} + b_{\max} + c_{\max} - j_{\max} = 18 + 18 + 30,1 - 3 = 63,1$$

$$d_{\max} = a_{\min} + b_{\min} + c_{\min} - j_{\min} = 17,88 + 17,88 + 29,90 - 2 = 63,66$$

$$d = 63_{0,10}^{+0,66} \text{ la tolérance sur } d \text{ est bien égale à } 0,56$$

$$IT = 0,66 - 0,1 = 0,56$$

c) Méthode des cotes moyennes

Mettons toutes les cotes sous les formes :

A moyen \pm demi de IT de a , les écarts étant symétrique par rapport à la cote moyenne ; or on a :

$$J_{\max} = a_{\max} + b_{\max} + c_{\max} - d_{\min}$$

$$J_{\min} = a_{\min} + b_{\min} + c_{\min} - d_{\max}$$

La demi-somme de ces deux égalités donne :

$$J_{\text{moyen}} = a_{\text{moyen}} + b_{\text{moyen}} + c_{\text{moyen}} - d_{\text{moyen}}$$

Or

$$A = b = 18^{0}_{0,12} \text{ ou } 17,94 \pm 0,06$$

$$C = 30 \pm 0,1$$

$$J = 2,5 \pm 0,5$$

L'équation de j moyen donne alors :

$$d_{\text{moyen}} = 17,94 + 17,94 + 30 - 2,5 = 63,38$$

La cote cherchée est donc $d = 63 \pm 0,28$ ou $63^{+0,66}_{-0,10}$

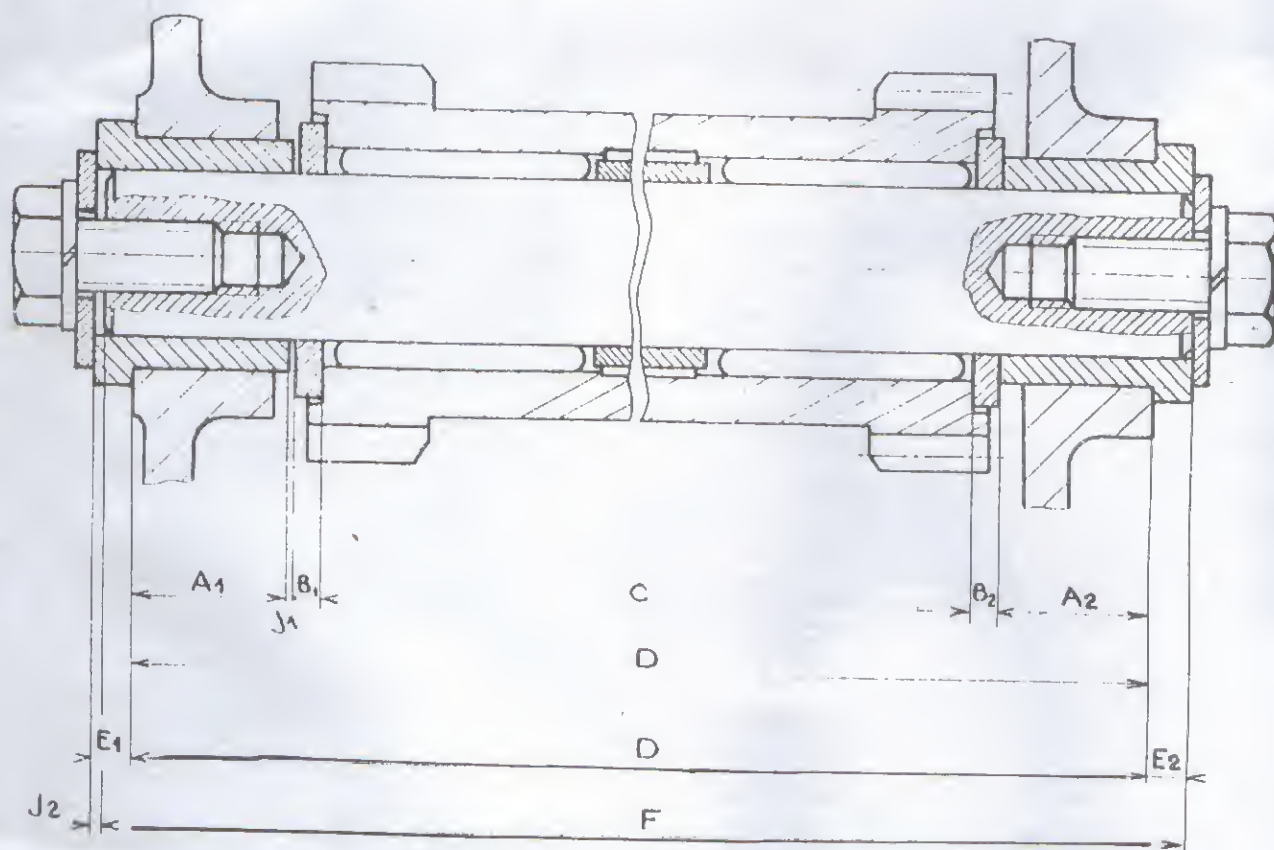
Exemple 8 (fig. 229)

J_1	$0,3 \pm 0,2$
A_1	$25 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$
A_2	$25 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$
B_1	$4 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$
B_2	$4 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,05 \end{smallmatrix}$
C	$112 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,1 \end{smallmatrix}$
D	?
J_2	?
E_1	$6 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,75 \end{smallmatrix}$
E_2	$6 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,75 \end{smallmatrix}$
F	$180 \begin{smallmatrix} 0 \\ -1 \end{smallmatrix}$

a) Calculer la cote D.

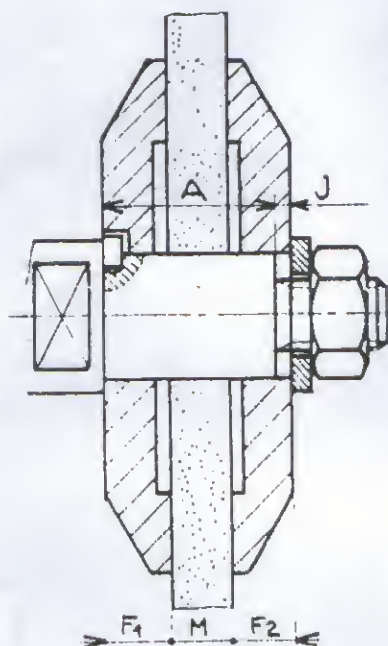
b) Déterminer les valeurs limites de j_2 .

Pour les deux chaînes de cotes relatives à j_1 et j_2 , la cote D intervient deux fois. Mais on ne peut lui donner qu'une seule valeur.



(fig. 229)

Exemple 9 (fig.230)



J	$\pm j$	2 ± 1
A	$\pm a$	$28 ?$
F ₁	$\pm f_1$	$10 \pm 0,15$
F ₂	$\pm f_2$	$10 \pm 0,15$
M	$\pm m$	$10 \pm 0,5$

Calcul de a

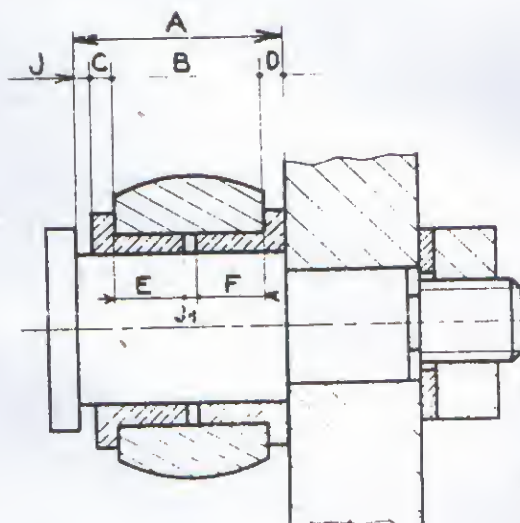
$$1 = a + 0,15 + 0,15 + 0,5$$

$$a = \underline{\hspace{2cm}}$$

$$A \pm a = \underline{\hspace{2cm}}$$

(fig.230)

Exemple 10 (fig.231)



J	j	$1 \pm \beta$
A	a	$31 \pm 0,2$
B	b	$24 \pm 0,1$
C	c	$3 \pm 0,1$
D	d	$3 \pm 0,1$

$$\beta = \frac{j}{2} =$$

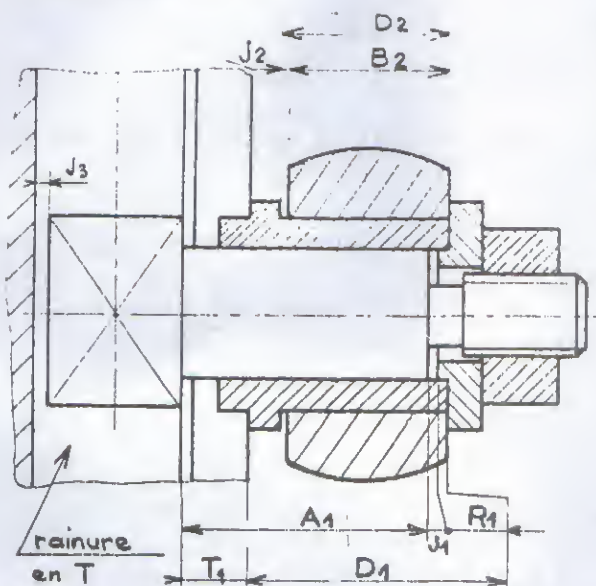
$$\text{d'où } J = 1 \pm$$

$$J_1 = 2 \pm 1$$

$$E = F = \underline{\hspace{2cm}}$$

(fig.231)

Exemple 11 (fig.232)



J_1	$\pm j_1$	$1 \pm 0,5$
A_1	$\pm a_1$	$39 \pm 0,15$
D_1	$\pm d_1$	$32 \pm 0,15$
T_1	$\pm t_1$	$10 \pm 0,1$
R_1	$\pm r_1$?

J_2	$\pm j_2$	$1,5 \pm 0,6$
B_2	$\pm b_2$? ?
D_2	$\pm d_2$	$26,5 \pm ?$
Choisir b_2 et d_2		

(fig.232)

$$J_1 = (D_1 + T_1) - (A_1 + R_1)$$

$$R_1 =$$

Calcul de r_1

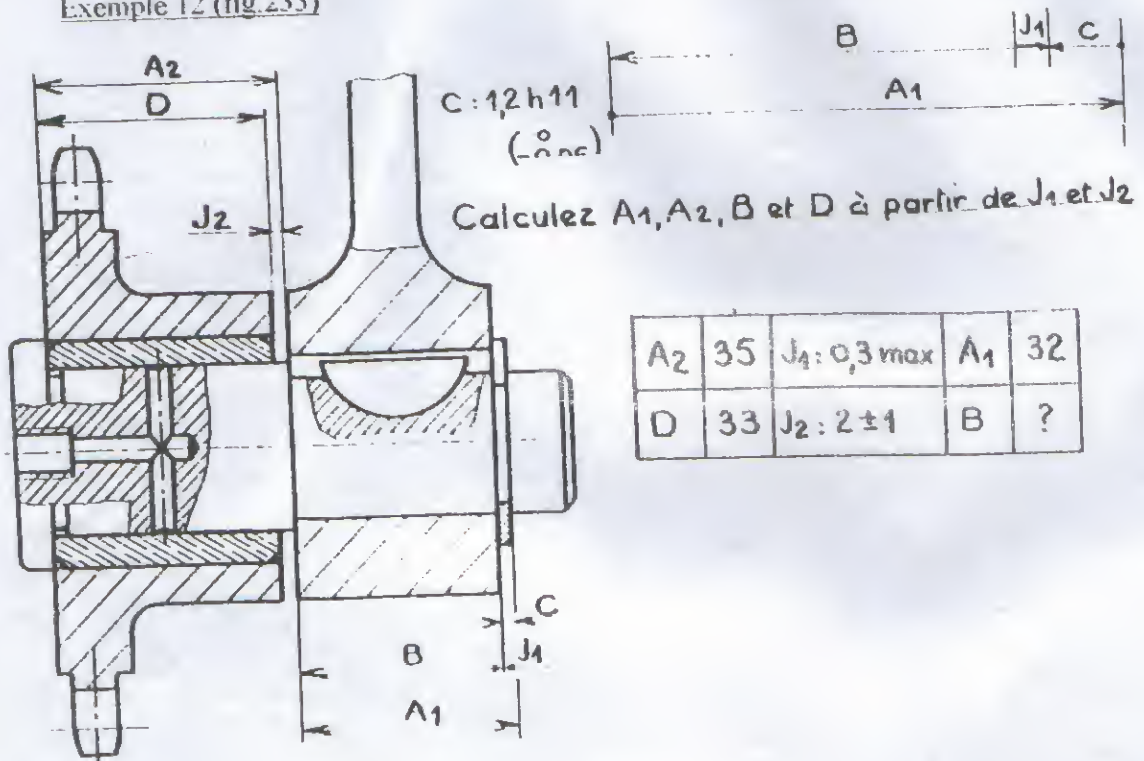
$$r_1 =$$

$$\text{d'où : } R_1 \pm r_1 = \pm$$

$$J_2 = D_2 - B_2$$

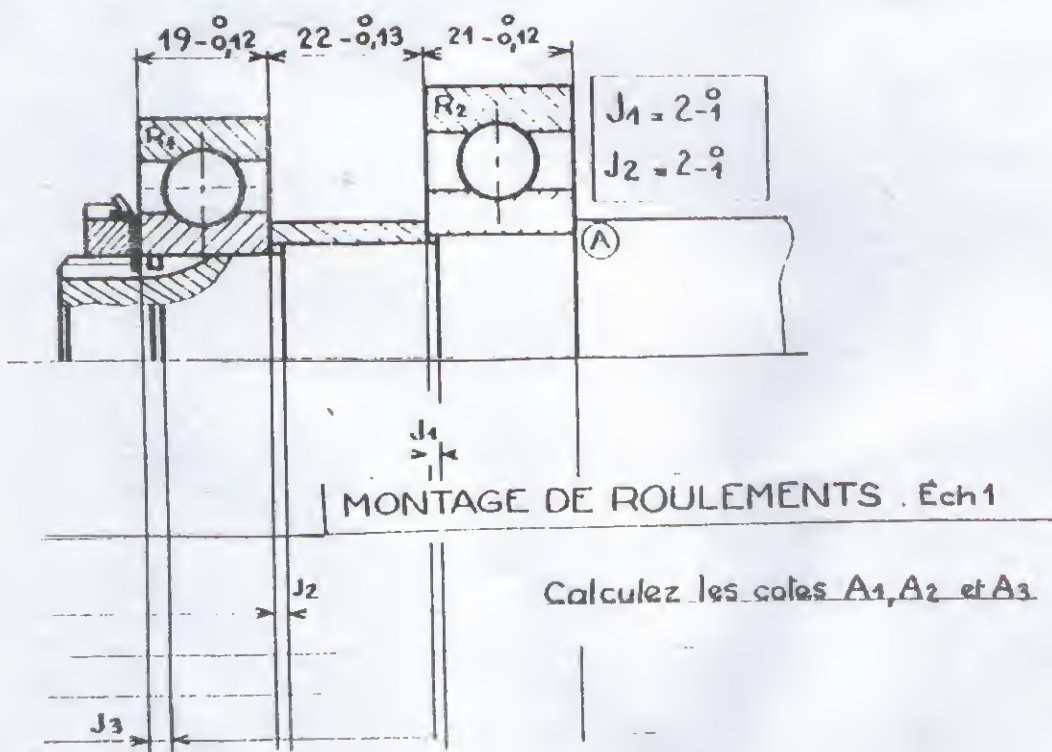
$$j_2 =$$

Exemple 12 (fig.233)



(fig.233)

Exemple 13 (fig.234)



(fig.234)

6. LA REPRESENTATION SYMBOLIQUE

6.1 Représentation simplifiée

Diverses raisons peuvent conduire à utiliser les représentations simplifiées de pièces et éléments ou de leurs assemblages (fonctions ou liaisons).

On estime parfois utile de remplacer par un tracé conventionnel le dessin exact de certains détails trop difficiles et ou trop long à exécuter.

Les détails compliqués et de faibles dimensions qui se répètent sur une étendue assez importante n'ont pas lieu d'être complètement représentés.

Le dessin étant fait à l'échelle réduite, la représentation exacte de certains éléments ou détails y serait peu lisible ou même irréalisable.

On peut citer les cas suivants dont la représentation normalisée est très simplifiée tout en étant très significative :

- les filetages
- les engrenages
- les ressorts
- les roulements
- les soudures
- les installations électriques
- les installations hydropneumatiques
- les appareils de robinetterie
- les liaisons mécaniques

6.2 Les schémas

Pendant les premières études de conception, généralement, on désire ne tracer qu'un dessin incomplet, réduit à l'essentiel : c'est pourquoi l'on a recours aux schémas.

L'utilité d'un schéma apparaît essentiellement :

a) – En début d'étude d'un appareil :

Il permet de prendre note des idées qui se présentent et évoluent à partir d'une forme très simple au fur et à mesure que la conception se précise.

b) – En cours d'étude :

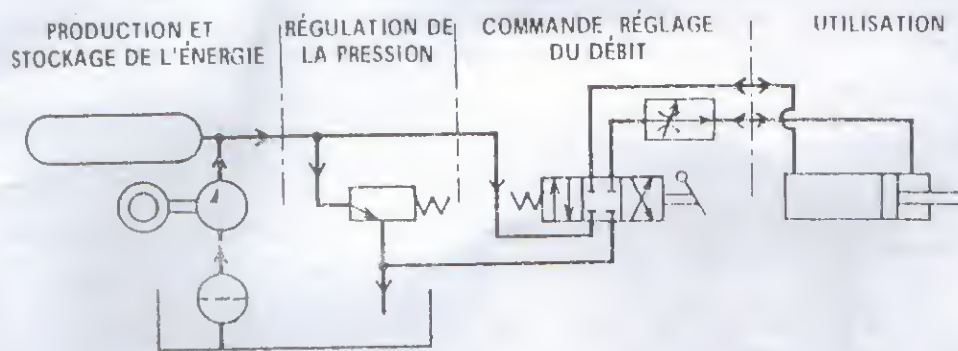
Lorsqu'on désire mettre en évidence certaines fonctions ou liaisons essentielles pour pouvoir choisir parmi plusieurs variantes d'études ou solutions.

c) – Pendant l'étude technologique du produit :

Pour aider à sa compréhension en éliminant les détails inutiles. Le schéma peut exprimer un principe de fonctionnement d'un mécanisme, un process technologique ou un ordre d'exécution.

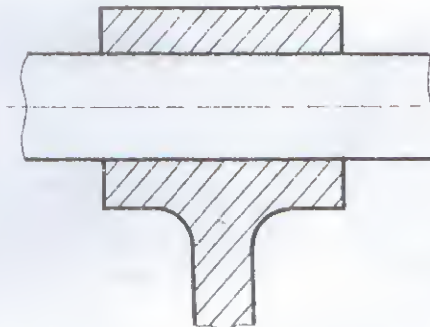
Généralement, le schéma est accompagné d'une notice explicative ou au moins d'une légende qui donne la signification des abréviations employées.

Représentons ci-dessous l'exemple d'un schéma dont les symboles sont exprimés dans les pages suivantes.



(fig.235)

DESSIN
de l'axe et de son guidage



SCHEMA



(fig.236)








6.3 symboles pour schémas

Nous donnons ici les symboles les plus utilisés en technologie mécanique, électrique et hydraulique.





6.3.1 Les liaisons mécaniques

Nom de la liaison	Mouvements relatifs	Degré de liberté	Symboles
Encastrement	0 rotation 0 translation	0	
Pivot	1 rotation 0 translation	1	
Glissière	0 rotation 1 translation	1	
Glissière hélicoïdale	1 rotation 1 translation conjuguées	1	
Pivot glissant	1 rotation 1 translation	2	
Appui plan	1 rotation 2 translations	3	
Rotule	3 rotations 0 translation	3	
Liaison linéaire rectiligne	2 rotations 2 translations	4	
Liaison linéaire annulaire	3 rotations 1 translation	4	
Liaison ponctuelle	3 rotations 2 translations	5	
Liaison libre	3 rotations 3 translations	6	Pas de symbole Aucun contact entre les deux solides.





ROULEMENTS A BILLES

<p>Rigide à 1 rangée de billes</p> 	<p>Type BC</p> 	<p>SUR UN DESSIN OU UN SCHEMA</p> <p>Représentation d'un roulement (à billes ou à rouleaux) et d'une butée dont le type n'est pas défini.</p> 	
<p>à contact oblique 1 rangée de billes</p> 	<p>Type BN et BT</p> 	<p>à contact oblique 2 rangées de billes</p> 	<p>Type BE</p> 





Rts A ROULEAUX CYLINDRIQUES









<p>Double épaulement : a) sur bague int. b) sur bague ext.</p> 	<p>Type RN Type RU</p> 	<p>Epaulements sur les 2 bagues</p> 	<p>Type RJ</p> 
---	---	--	---

Rts A ROTULE (à billes ou à rouleaux)

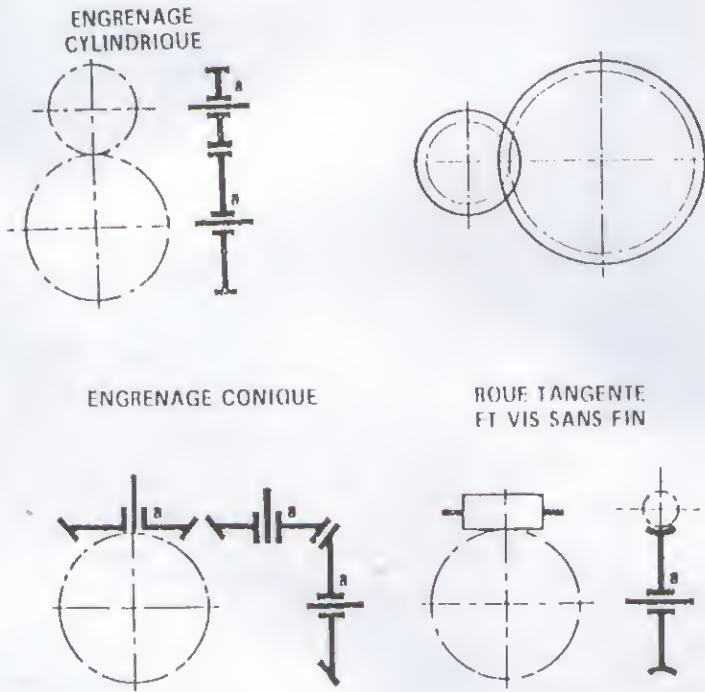
<p>Sur 2 rangées de billes</p> 	<p>Type BS</p> 	<p>Sur 2 rangées de rouleaux</p> 	<p>Type SD</p> 
--	--	--	--

Rts A ROULEAUX CONIQUES

<p>Types KA - KB - KC - KD et KE suivant l'angle</p> <p>Angle réduit</p> 		<p>Grand angle</p> 	
--	---	--	---

ROULEMENTS A AIGUILLES			
2 bagues	Type NEA	Sans bague intérieure	Type NES
			
BUTÉES A BILLES			
Simple effet	Type TA	Double effet	Type TDC
			

6.5 Les engrenages



(fig. 237)

6.6 Symboles divers

Symboles généraux	Robinet de tous types pour sectionnement			Clapet de non retour		
	Robinet de tous types pour réglage			Clapet d'arrêt		
	Soupapes de sûreté (ou de décharge)					
Symboles particuliers	Robinet-vanne			Robinet à obturateur déformable		
	Robinet à soupape	Droit		Défendeur ou déverseur		
		D'équerre			Clapet combiné d'arrêt et de non retour	
		A 3 voies			Clapet de pied à crépine	
	Robinet à pointeau				Clapet de non retour blocable	
	Robinet à piston			Clapets	Clapet d'arrêt à double effet	
	Robinet à tournant	Droit			Clapet à battant	
		D'équerre			Clapet à boule	
		A 3 voies et 2 lumières			Clapet à soupape	
		A 3 voies et 3 lumières		De tous types		
	Robinet à papillon			Purgeur automatique	A filtre incorporé	
Symboles de raccordement	Par brides					
	Par abouts filetés mâles					
	Par manchons taraudés					
	Par soudures					
Signes de commande	Mécanique manuelle			Par un fluide auxiliaire par vérin		
	Mécanique par flotteur			id.		
	Mécanique à distance			id.		
	Mécanique à servitude			Par électro-aimant à 1 ou 2 enroulements		
	Par le fluide lui-même			Par moteur électrique		
	Par un fluide auxiliaire par membrane			Télé-indicateur de la position de l'obturateur		

Appareils hydromécaniques et pneumatiques					
Fonctions	Appareils	Symboles	Fonctions	Appareils	Symboles
Symboles généraux	Conduite de travail		Appareils de transformation de l'énergie	Pompe hydraulique à cylindrée fixe	1 sens de flux
	Conduite de pilotage, de récupération, de purge, d'évacuation				2 sens
	Encadrement de plusieurs appareils			Pompe hydraulique à cylindrée variable (1 ou 2 sens)	
	Liaison mécanique ; arbre			Compresseur à cylindrée fixe (toujours à 1 seul sens)	
	Croisement de conduites			Pompe-moteur à cylindrée fixe et à inversion du sens de flux	
	Raccordement de conduites			Moteur hydraulique à cylindrée fixe	1 sens
	Conduite flexible				2 sens
	Canalisation électrique			Moteur hydraulique à cylindrée variable (1 ou 2 sens)	
	Appareil de transformation d'énergie			Moteur pneumatique à cylindrée fixe	1 sens
	Appareils de distribution				2 sens
	Appareil de conditionnement			Moteur pneumatique à cylindrée variable (1 ou 2 sens)	
	Sens de déplacement			Verin à simple effet	
	Appareil réglable			Verin à double effet	
	Moteur électrique			Verin différentiel	
	Moteur thermique			Multiplicateur de pression	
	Source de pression			Echangeur de pression	
	Flux hydraulique				
	Flux pneumatique				
	Ressort				
	Etranglement sensible à la viscosité				

Fonctions	Appareils		Symboles	Fonctions	Appareils		Symboles
Appareils de distribution	Distributeur à 2 positions			Appareils de régulation	Clapet de non-retour	non taré	
	Distributeur à 3 positions dont une de repos, au centre					taré	
	Distributeur à 2 positions • position intermédiaire de passage					piloté (pour ouvrir)	
	Voies d'écoulement	1 voie A 2 orifices fermés B			Sélecteur de circuit		
		2 voies A ou B					
		2 voies + 1 orifice fermé					
	Distributeur à	2 orifices 2 positions			Limiteur de pression (soupape de sûreté)		
		3 orifices 2 positions					
		4 orifices 2 positions					
		5 orifices 2 positions					
Appareils de commande	Commande manuelle	bouton-poussoir		Appareils d'accumulation et de conditionnement	Réservoir à l'air libre	conduite débouchant au dessus du fluide	
		levier				conduite débouchant dans le liquide	
		pedale			Réservoir sous pression		
	Commande mécanique	poussoir			Purge d'air		
		ressort			Filtre, crépine		
		galet			Purgeur à commande manuelle		
	Commande électrique	par électro-aimant			Déshydrateur		
		par moteur			Lubrificateur		
	Commande pneumatique ou hydraulique				Refroidisseur		
	Commande par distributeur pilote				Réchauffeur		
	Dispositif de maintien en position				Régulateur de température		
	Dispositif de verrouillage				Manomètre		

fonctions	Appareils	Symboles	fonctions	Appareils	Symboles
Symboles généraux	Courant continu		Appareillage	Contacteur	
	Courant alternatif			Disjoncteur	
	Conducteur	simple		Relais (symbole général)	
		doble ou	Appareils de mesures	Appareil indicateur enregistreur compteur	
		triple ou			
	Bornes	• ou ○			
	Croisements	sans connexion	Production et transformation de l'énergie	Voltmètre - Ampèremètre	
		avec connexion		Wattmètre	
	Connexions	en étoile		Batterie de piles ou d'accumulateurs	
		en triangle		Génératrice courant continu et courant alternatif	
	Mise à la terre			Moteur courant continu et courant alternatif	
	Mise à la masse			Transformateur	
Appareillage	Enroulement			Variante	
	Resistance non reactive	ou		Redresseur à semi-conducteur	
	Resistance variable			Transistor	ou
	Impédance		Eclairage	Lampe à incandescence	
	Inductance			symbole général	
	Condensateur fixe et variable		Signalisation	Voyant	1 lumineux 2 mécanique
	Fiche et prise de courant			Avertisseur sonore	
	Coupe circuit à fusible		Téléphonie	Sonnette - Sirene	
	Interrupteur			Micro - Ecouteur	
	Bouton-poussoir			Combiné	
	Sectionneur				

SOMMAIRE

1. LIAISONS MECANIQUES	1
1.1. Fonctions mécaniques	1
1.2. Formes de contacts	2
1.3. Modes de liaisons	5
1.4. Propriétés et caractères des liaisons	6
1.5. Choix des liaisons	9
1.6. Réalisation de liaisons	9
1.6.1. Liaisons complètes indémontables	10
1.6.1.1. Rivures	11
1.6.1.2. Emmanchement cylindrique	15
1.6.1.3. Soudure	16
1.6.1.4. Collage et sertissage	19
1.7.2. Liaisons complètes démontables	21
1.7.2.1. Organes de liaisons	23
1.7.2.2. Les filetages	24
1.7.2.3. Formes d'assemblage	33
1.7.2.4. Les vis	33
1.7.2.5. Les boulons et goujons	41
1.7.2.5.1. Les boulons	41
1.7.2.5.2. Les goujons	44
1.7.2.6. Les écrous	46
1.7.2.7. Rondelles et freins d'écrous	49
1.7.2.8. Organes de sécurité totale	55
1.7.2.9. Goupilles	57
1.7.2.10. Les clavettes	60
1.7.3. Assemblages à liaisons incomplète (liaison partielle démontable).....	73
1.7.3.1. Liaison en rotation	73
1.7.3.2. Liaison en translation	77
1.8. Articulations	82
1.8.1. Articulations cylindriques	82
1.8.3. Articulations simples	82
1.8.4. Articulations à chape	83
1.8.5. Articulations à rotule	85
1.9.1. Liaisons élastiques métalliques	87
1.9.1.1. Les ressorts	87
1.9.2. Liaisons élastiques non métalliques	98
2. GUIDAGE	100
2.1. Conditions à remplir	100
2.2. Guidage en translation	101
2.2.1. Guidage avec glissement	101
2.2.2. Guidage avec roulement	102
2.2.3. Guidage sur coussin d'air	104
2.3. Guidage en rotation	105

2.3.1. Guidage avec glissement	105
2.3.2. Guidage par roulement	106
2.3.3. Réduction des frottements et déformations	107
3. TOLERANCES DIMENSIONNELLES ET AJUSTEMENTS	108
3.1.1. Le contrôle dimensionnel	108
3.1.2. L'interchangeabilité	110
3.1.3. Notions de dimensions et cotes tolérancées	111
3.1.3.7. Ajustements	114
3.1.3.8. Zones de tolérances	114
3.1.3.9. Systèmes de tolérances et ajustement pour les assemblages cylindriques	119
3.1.3.10. Qualité d'ajustement	120
3.1.3.12. Inscription des tolérances	129
3.1.3.13. Facteurs de choix des tolérances et ajustements	130
3.1.3.14. Ajustements recommandés	134
3.2. Principales méthodes de réalisation des ajustements avec serrage	135
3.2.1. Emmanchement forcé à froid	136
3.2.2. Emmanchement par dilatation de l'alésage	136
3.2.3. Emmanchement par contraction de l'arbre	136
4. TOLERANCES GEOMETRIQUES DE FORME ET DE POSITION	136
5. COTATION FONCTIONNELLE	144
5.1. Définition et but	145
5.2. Utilité du jeu	146
5.3. Chaîne de cotes	146
5.4. Détermination des cotes fonctionnelles	148
6. LA REPRESENTATION SYMBOLIQUE	166
6.1. Représentation simplifiée	166
6.2. Les schémas	166
6.3. Symboles pour schémas	168
6.3.1. Les liaisons mécaniques	168
6.4. Représentation des roulements	169
6.5. Représentation des engrenages	170
6.6. Symboles divers	171

BIBLIOGRAPHIE

1. Aide Mémoire de l'Elève Dessinateur
M. Norbert et R. Philippe; Edition La Chapelle, année 1981.
 2. Le Dessin Technique (Deuxième Partie)
S. Bensaada et D. Feliachi; Edition OPU Alger, année 1995.
 3. Taschenbuch Maschinenbau (Band 1/ II)
Edition Veb Verlrag Technik Berlin, année 1965.
 4. Dessin Technique et Eléments de Construction
Edition André Desvigne.
 5. Dessin Industriel et Technologie de Construction (1^{re} et 2^e partie)
A. Cherfia et S. Benissaad; Edition OPU Alger, année 1995.
 6. La cotation fonctionnelle et ses problèmes
Michel Gimalec; Edition André Castella, année 1972.
 7. Dessin Industriel (2^e et 3^e livre)
R. Pasquet et P. Burtel; Edition Hachette, année 1951.
 8. Dessin de Construction Mécanique
H. Ribetrol; Edition Delagrave, année 1979.
 9. Cours de Dessin
Claude Sirault; Edition A. De Bocck, année 1977.
-

Achevé d'imprimer sur les presses de

**L'OFFICE DES PUBLICATIONS
UNIVERSITAIRES**

1, Place Centrale - Ben-Aknoun - ALGER

150 DA
Edition: P/4545

